

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

***Konstrukční řešení kola mobilního robotu s pohonem
umístěným v náboji kola***

*Design of the Mobile Robot's Wheel with the Drive placed in the
Wheel's Hub*

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

Diplomant:

Bc. Tomáš Pejznoch

Ostrava 2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35, odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PEJZNOCH, T. *Konstrukční řešení kola mobilního robotu s pohonem umístěným v náboji kola*, Ostrava: Katedra robototechniky VŠB-TU, 2010, 91 stran. Diplomová práce, vedoucí: prof. Dr.Ing. Mostýn, V.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem kola mobilního robotu s pohonem umístěným v náboji kola. V úvodu je provedena analýza kol s pohonem v náboji. Jsou navrženy čtyři varianty. Na základě hodnotové analýzy je vybrána optimální varianta. Vlastní konstrukční návrh dvou variant je proveden ve formě 3D modelu v aplikaci Pro/ENGINEER. Konstrukční návrh je doplněn o potřebné výpočty.

ANNOTATION OF THESIS

PEJZNOCH, T. *Design of the Mobile's Wheel with the Drive Placed in the Wheel's Hub*, Ostrava: Department of Robotice, Technical University of Ostrava, 2010, 91 p. Thesis, head: prof. Dr.Ing. Mostýn, V.

Diploma work is dealing construction design of the Mobile's Wheel with the Drive Placed in the Wheel's Hub. The introduction compares the analysis of the in wheel motors. Four variants are designed. The optimal variant is selected on the basis of the value analysis. Construction design of two variants is accomplished in 3D model in the software Pro/ENGINEER. Construction design is complete with necessary calculation.

Obsah

Seznam použitého značení	9
1. Úvod	14
2. „ In wheel motory „	15
2.1 Úvod do problematiky	15
2.2 Analýza trhu vozidel s pohonem v náboji kola	15
3. Návrh variant řešení	23
3.1 Požadavkový list	23
3.2 Bezrámové (frameless) motory	24
3.2.1 Konstrukce frameless motorů	25
3.3 Varianty řešení	25
3.3.1 Varianta 1	25
3.3.2 Varianta 2	26
3.3.3 Varianta 3	27
3.3.4 Varianta 4	28
4. Hodnocení variant a výběr optimální varianty	29
4.1 Kritéria hodnocení	29
4.2 Zhodnocení kritérií pro jednotlivé varianty	30
4.3 Určení významnosti kritérií	31
4.4 Stanovení vážených indexů a výběr optimální varianty	32
5. Návrh konstrukce – Varianta 3	35
5.1 Popis konstrukce	35
6. Návrh pohonu – Varianta 3	37
6.1 Výpočet hnací síly, hnacího momentu, výkonu a otáček kola	37
6.1.1 Výpočet hnací síly pro dané parametry	39
6.1.2 Výpočet hnacího momentu pro dané parametry	39
6.1.3 Výpočet výkonu motoru pro dané parametry	39
6.1.4 Výpočet otáček kola pro dané parametry	40
6.2 Volba motoru	40
7. Návrh a výpočet konstrukčních prvků – Varianta 3	41
7.1 Návrh a kontrola hřídele	41
7.1.1 Rozměry hřídele	41

7.1.2 Zatížení hřídele	42
7.1.3 Materiál a způsob namáhání hřídele	43
7.1.4 Výsledky výpočtů hřídele	44
7.2 Návrh a kontrola ložisek	44
7.2.1 Volba typu a provedení ložisek	45
7.2.2 Kontrola ložisek	45
7.3 Návrh a kontrola šroubů	46
7.3.1 Šrouby pro připevnění k rámu	46
7.3.2 Šrouby pro připevnění k ráfku kola	46
7.3.3 Šrouby pro pojištění motoru	47
8. Návrh konstrukce – Varianta 2	47
8.1 Popis konstrukce	47
9. Výpočet hnací síly, hnacího momentu, výkonu a otáček kola MR – Varianta 2 ..	49
9.1 Hnací síla	49
9.2 Hnací moment	49
9.3 Výkon motoru	49
9.4 Otáčky kola MR	50
10. Návrh a kontrola planetového převodu – Varianta 2	50
10.1 Volba vstupních parametrů	50
10.2 Volba materiálu a provozních parametrů	51
10.3 Návrh modulu a geometrie ozubení	52
10.4 Základní rozměry ozubení	53
10.5 Napětí a koeficient bezpečnosti	54
10.6 Parametry zvoleného materiálu	55
10.7 Silové poměry v ozubení	55
10.8 Návrh a kontrola unašeče	56
10.9 Kontrola převodového poměru	58
10.10 Kontrola hnacího momentu	60
10.11 Návrh a kontrola ložisek satelitů	61
10.11.1 Volba typu a provedení ložisek	61
10.11.2 Kontrola ložisek	62
10.12 Návrh a kontrola zadní příruby	63

10.12.1 Rozměry zadní příruby	63
10.12.2 Zatížení zadní příruby	64
10.12.3 Materiál a způsob namáhání zadní příruby	64
10.12.4 Výsledky výpočtu zadní příruby	65
10.13 Návrh a kontrola ložisek zadní příruby	66
10.13.1 Volba typu a provedení ložisek	66
10.13.2 Kontrola ložisek	67
11. Návrh a volba pohonu a jeho příslušenství – Varianta 2.....	67
11.1 Volba motoru	68
11.2 Návrh a kontrola hřídele motoru	69
11.2.1 Rozměry hřídele	69
11.2.2 Zatížení hřídele	70
11.2.3 Materiál a způsob namáhání hřídele	71
11.2.4 Výsledky výpočtů hřídele	72
11.3 Návrh a kontrola ložisek motoru	73
11.3.1 Volba typu a provedení ložisek	73
11.3.2 Kontrola ložisek	74
11.4 Návrh a kontrola spoje rotoru s hřídelí motoru	74
11.4.1 Vstupní parametry a materiál hřídele s nábojem	75
11.4.2 Návrh rozměrů spoje	76
11.4.3 Pevnostní kontrola spoje	76
11.5 Návrh a kontrola spoje hřídele s centrálním kolem	77
11.5.1 Vstupní parametry a materiál hřídele s nábojem	77
11.5.2 Návrh rozměrů spoje	78
11.5.3 Pevnostní kontrola spoje	78
12. Návrh a kontrola šroubů – Varianta 2.....	79
12.1 Šrouby spojující korunové kolo s přírubami	79
12.1.1 Provedení a rozměry spojovacích částí	79
12.1.2 Návrh šroubu	80
12.1.3 Pevnostní kontrola spoje	81
12.2 Šrouby pro připevnění k rámu	82
12.3 Šrouby pro připevnění k ráfku kola	82

12.4 Ostatní šrouby	82
13. Koncepce připojení k rámu.....	82
13.1 Koncepce 1	83
13.2 Koncepce 2	84
13.3 Koncepce 3	85
14. Závěr	86
15. Seznam použité literatury	88
16. Seznam příloh	91

Seznam použitého značení

α	Normální úhel záběru, sklon svahu	°
α_0	Součinitel namáhání	-
α_{on}	Valivý úhel záběru normální	°
α_{ot}	Valivý úhel záběru čelní	°
β	Úhel sklonu zubů	°
γ_b	Přídavné ohybové napětí	MPa
ϵ	Úhlové zrychlení kola MR	°
η	Účinnost planetové převodovky	%
ρ	Měrná hmotnost	kg·m ⁻³
ρ_k	Součinitel valivého odporu	-
ψ_b	Poměr šířky ozubení k jeho průměru	-
ϑ	Součinitel zohledňující momenty na hnacím kole	-
ϑ	Naklopení ložiska v R	°
σ_c	Mez únavy – tah/tlak	MPa
σ_D	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{ec}	Mez únavy – ohyb	MPa
σ	Maximální napětí v ohybu	MPa
σ	Tahové napětí v jádře šroubu	MPa
σ_g	Maximální napětí v tahu/tlaku	MPa
σ_H	Výpočtové napětí v dotyku	MPa
σ_{H0}	Jmenovité napětí v dotyku	MPa
σ_{HG}	Mez únavy v dotyku	MPa
σ_{HP}	Dovolené napětí v dotyku	MPa
σ_{F0}	Dovolené napětí v ohybu v patě zubu	MPa
σ_F	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	MPa
σ_{FG}	Mez únavy v ohybu	MPa
σ_{FP}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	redukované napětí	MPa
τ	Napětí v krutu	MPa
τ_C	Mez únavy - krut	MPa
τ_D	Dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_S	Maximální napětí ve stříhu	MPa
τ_τ	Maximální napětí v krutu	MPa

a	Zrychlení MR	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_w	Pracovní vzdálenost os	mm
b	Šířka pera	mm
$b_{0,1,2}$	Šířka ozubených kol planetového převodu	mm
b_w	Pracovní šířka ozubení	mm
c_a	Hlavová vůle	mm
c_a^*	Jednotková hlavová vůle	modul
C	Dynamická únosnost ložiska	N
d	vnitřní průměr ložiska	mm
$d_{0,1,2}$	Průměr roztečné kružnice	mm
$d_{300,150,50}$	Průměr kola MR nosnosti 300,150,50 kg	mm
D	Vnější průměr ložiska	mm
d_f	Průměr patní kružnice	mm
d_h	Vnitřní průměr dutého hřídele	mm
d_w	Průměr valivé kružnice	mm
d_b	Průměr základní kružnice	mm
d_a	Průměr hlavové kružnice	mm
$\varnothing D_a$	Vnější průměr hřídele	mm
$\varnothing D_b$	Vnější průměr hřídele	mm
$\varnothing d_a$	Vnitřní průměr hřídele	mm
$\varnothing d_b$	Vnější průměr hřídele	mm
D_A	Vnější průměr sevřených válcových částí	Mm
d_r	Malý průměr závitu šroubu	mm
d_m	Střední průměr závitu šroubu	mm
d_s	Průměr roztečné kružnice satelitů	mm
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
F	Síla ve směru osy z	N
F_x	Síla ve směru osy x	N
F_a	Axiální síla	N
F_b	Radiální síla na ložisko satelitu	N
F_{c-p}	Síla unašeč - satelit	N
$F_{h300,150,50}$	Hnací síla pro nosnost 300, 150, 50 kg	N
F_n	Normální síla	N
$F_{MR/3}$	Síla od nosnosti MR přepočítána na 3 hřídele	N
F_r	Radiální síla	N

F_t	Obvodová síla	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
g	Váha ložiska	kg
G	Modul pružnosti ve smyku	MPa
h	Výška pera	mm
h_a	Výška hlavy zubu	mm
h_f	Výška paty zubu	mm
H_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	-
i	Počet sevřených částí, převodový poměr	-
i_p	Převodový poměr planetové převodovky	-
J_{mot}	Moment setrvačnosti motoru	$kg \cdot m^2$
J_k	Moment setrvačnosti kola	$kg \cdot m^2$
JHV	Tvrdost zubu v jádře	HV
$K_{d,a,f,w}$	Provozní koeficienty	-
l_{ij}^*	Vážený index kritéria	-
L	Délka pera, drážkování	mm
L	Délka jednotlivých úseků hřídele	mm
L_h	Požadovaná životnost planetového převodu	h
L_{10}	Trvanlivost ložiska	h
$m_{300,150,50}$	Hmotnost MR podle nosností	kg
m	Hmotnost robotu, soukolí	kg
m_n	Normální modul	mm
m_t	Tečný modul	mm
M_d	Dynamický moment	$N \cdot m$
M_h	Hnací moment	$N \cdot m$
$M_{h300,150,50}$	Hnací moment příslušné nosnosti	$N \cdot m$
M_{kk300}	Krouticí moment korunového kola planetového převodu	$N \cdot m$
M_{ON}	Ohybový moment od normální síly	$N \cdot m$
M_o	Ohybový moment	$N \cdot m$
M_b	Ohybový moment	$N \cdot m$
M_{MOT}	Hnací moment motoru	$N \cdot m$
M_m	Moment na hřídeli motoru	$N \cdot m$
M_T	Krouticí moment	$N \cdot m$
n_{max}	Maximální otáčky	min^{-1}
n	Frekvenční otáčky ložiska	min^{-1}

n_c	Rezonanční otáčky	min^{-1}
$n_{300,150,50}$	Otáčky kola příslušné nosnosti	min^{-1}
n_h	Počet hnanych kol	-
n	Počet kol	-
n	Vypočtená bezpečnost	-
NR	Ztrátový výkon	W
$O_{f,v,s,z}$	Odpor valivý, vzdušný, stoupání, zrychlení	N
p	Počet voleb	-
p_n	Normální rozteč	mm
p_t	Čelní rozteč	mm
p_{tb}	Základní rozteč	mm
p_d	Dovolený tlak	MPa
P_n	Přenášený výkon	kW
P_o	Statické ekvivalentní zatížení	N
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	N
P	Exponent	-
$P_{300,150,50}$	Výkon motoru nosnosti 300,150,50 kg	W
Q	Spojitě zatížení	$\text{N}\cdot\text{m}^2$
R1	Reakce v podpoře 1	N
R2	Reakce v podpoře 2	N
R	Zaoblení hřídele	mm
R_0	Měrná hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
R_m	Mez pevnosti v tahu	MPa
R_e	Mez kluzu v tahu	MPa
R_{eb}	Mez kluzu v ohybu	MPa
R_{es}	Mez kluzu ve smyku	MPa
SH	Koeficient bezpečnosti (dotyk)	-
SF	Koeficient bezpečnosti (ohyb)	-
S_{na}	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	mm
S_{fa}	Tloušťka zubu tečné kružnice	mm
S_u	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	mm
S_b	Tloušťka zubu patní kružnice	mm
S_a^*	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	modul
S_{Fst}	Minimální statická bezpečnost	-
S_{FD}	Minimální dynamická bezpečnost	-

s_0	Součinitel bezpečnosti	-
S_F	Požadovaná bezpečnost	-
t	Hloubka v náboji	mm
T	Krouticí moment	N·m
VHV	Tvrdost zubu na boku	HV
v	Váha významnosti	-
w_t	Šířkové zatížení	N·mm
w_t^*	Měrné zatížení	MPa
x	Vzdálenost zatížení od počátku ve směru osy x	mm
y	Maximální průhyb	mm
y^2	Maximální relativní průhyb nosníku	%
z	Počet zubů drážkování	-

1. Úvod

V celé historii dopravy bylo milníků v pohonech vozidel velmi málo a následovaly ve velkém časovém rozmezí. Po tisíce let před vynálezem kola, byly lidské a zvířecí svaly "motory" všech vozidel. V 19. století znamenala průmyslová revoluce obrovský skok vpřed a to díky rozšířenému používání parního stroje k pohánění vlaků a lodí na celém světě. Do konce 19. století se ještě objevily dva druhy motorů: elektrický motor a spalovací motor. Ačkoliv elektrické motory byly čisté a tiché, chyběl elektrickým vozidlům výkon. Proto začaly dominovat stroje poháněné spalovacím motorem, které rychle ovládly automobilový průmysl. V následujících desetiletích byly elektrické motory používány pouze střídavě ve vozidlech, jako jsou vysokozdvizné vozíky, tramvaje a golfové vozíky. V důsledku zmenšování ropných zásob a rostoucího znečištění ovzduší se v roce 1960 a 1970 průmysl dopravy a pohonných hmot rozhodl přezkoumat elektrický motor. Dnes je vyvíjeno velké úsilí o alternativní řešení pohonů vozidel se zvýšeným zájmem o čisté a účinné možnosti využití elektrické energie. [1]

Samozřejmě, že automobilový průmysl není jedinou oblastí výzkumu. Především servisní robotika vyvíjí stále nové koncepty podvozků s využitím elektropohonů. V této oblasti se pak snaží o různé alternativy umístění pohonu na rám tak, aby zabíral co nejméně místa a uvolnil prostor pro další potřebné části.

Tato práce se proto zabývá umístěním pohonu v náboji kola, což umožní již zmíněné efektivnější využití rámu mobilního robotu.

2. “In wheel” motory

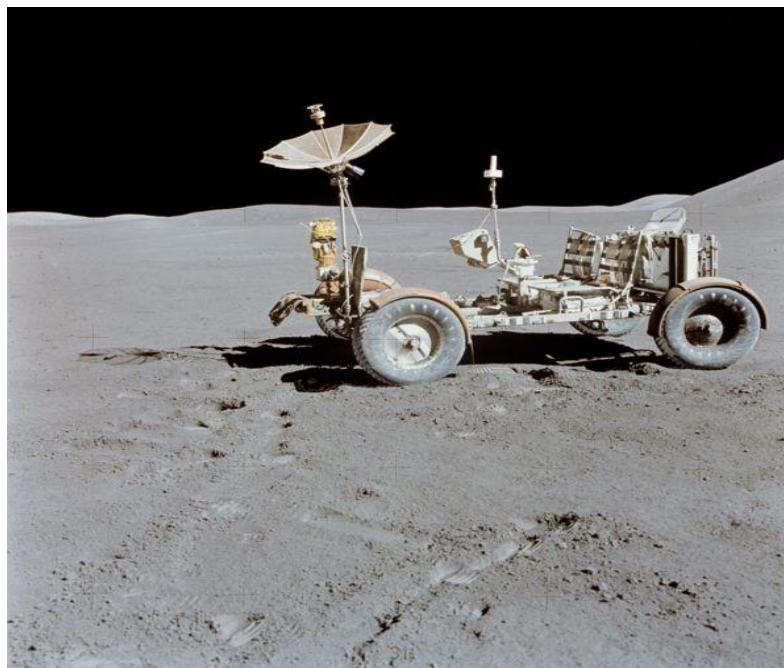
2.1. Úvod do problematiky

Všechny světové „automobilky“ se předhánějí ve vývoji elektropohonů pro své vozy s cílem snížit emise a odlehčit klesajícím zásobám ropy.

Nejvhodnější místo pro uložení pohonu je v náboji samotného kola, což výrazně změní koncepci stavby celého vozu (v další části textu budou ukázány různé koncepce od světových výrobců aut). Odtud vznikl název “in wheel” motory. Nutno podotknout, že automobilový průmysl není jedinou oblastí, kde se tyto motory vyvíjejí nebo již používají. Dalšími aplikacemi in-wheel motorů jsou cyklistická kola, motocykly, golfové a invalidní vozíky. Posledním sektorem je oblast robotiky (mobilní roboty, autonomní vozidla, ...). Příklady z jednotlivých oblastí jsou uvedeny v následující kapitole.

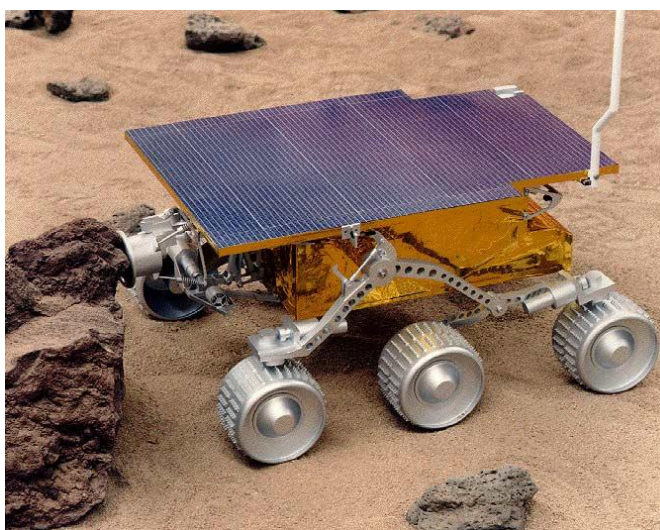
2.2. Analýza trhu vozidel s pohonem v náboji kola

Jedním z konceptů automobilového průmyslu je tzv. 4-kolové nezávislé řízení, které předpokládá, že každé kolo je řízeno samostatně, vlastním pohonem. Systém není využíván pouze u automobilů, ale také v servisní robotice. S nezávislým pohonem kola elektromotorem se můžeme setkat někdy od roku 1970, kdy začala éra měsíčních automobilů. Posádka měsíčního modulu Apolla 15, kosmonauti Scott a Irwin, měla s sebou v oblasti rozsáhlého pohoří měsíčních Apenin pro své průzkumné procházky kosmický automobil. Oficiálně se nazývá Lunar Roving Vehicle (LRV) a všeobecně se mu říká Rover - tulák. Rover postavilo kosmické oddělení firmy Boeing, v Kent Space Center, na základě kontraktu výzkumného Marshallova kosmického střediska (MSFC) v Alabamě. Řízení je ovládáno elektromotory. Dva redukované elektromotory s výkonem o 0,10 kW a 5 000 ot/min. (převodem 257:1) řídí natáčení předních i zadních kol [2].



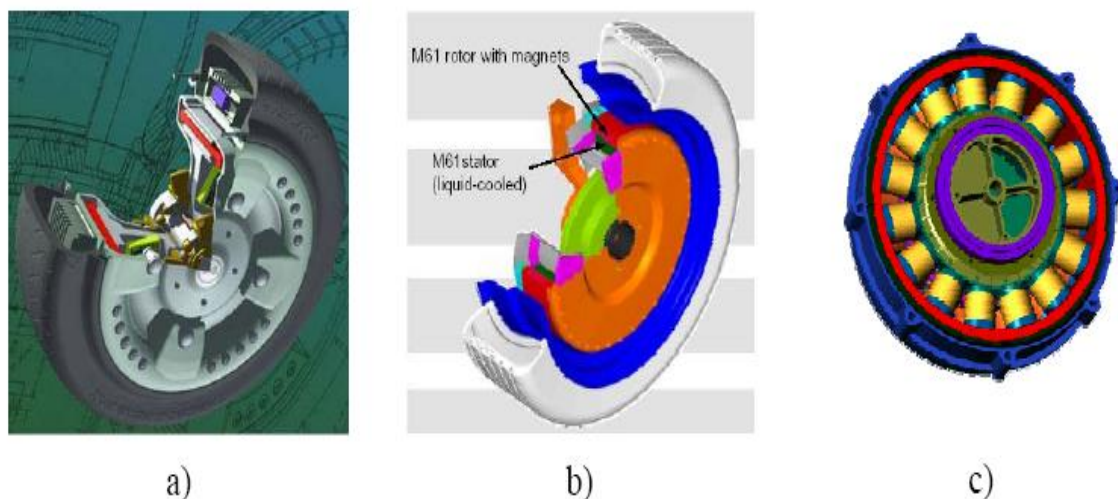
obr. 1 Měsíční vozidlo Rover

V současné době mnoho soukromých firem pracuje na vývoji in-wheel motorů. Většina solárních aut používá tuto technologii. Na následujícím obrázku je znázorněn robot Pathfinder, zkoumající povrch Marsu. Jedná se o 6-kolovou nezávisle řízenou koncepci [3].



obr. 2 Kolový robot Pathfinder

Jak již bylo v úvodu této kapitoly uvedeno, další a zřejmě největší oblastí využívající tento typ motorů je automobilový průmysl. Na následujícím obrázku jsou znázorněny některé koncepty [4].



obr. 3 Příklady některých tzv. In-wheel motorů a) TM4, b) M61, c) adaptivní motor

Zabudování motoru přímo do náboje kola eliminuje velmi mnoho konvenčních modulů, jako jsou převodovky, diferenciály, hnací hřídele, atd. Obrázky dole ukazují, jak se může změnit koncepce v automobilovém průmyslu při použití adaptivních elektromotorů [5].



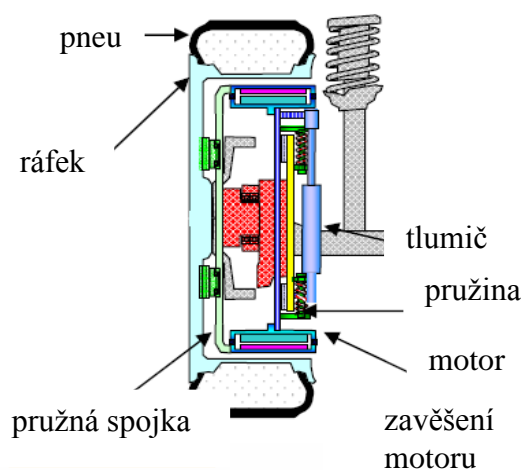
obr. 4 a) konvenční řešení , b) nové provedení využívající adaptivní motory

Firma General Motors využívá koncept in-wheel motorů. V tomto prototypu (obr. 5) jsou všechny komponenty potřebné k uvedení vozidla do pohybu umístěny ve spodní ploše. Taková koncepce může revolucionizovat design [6].



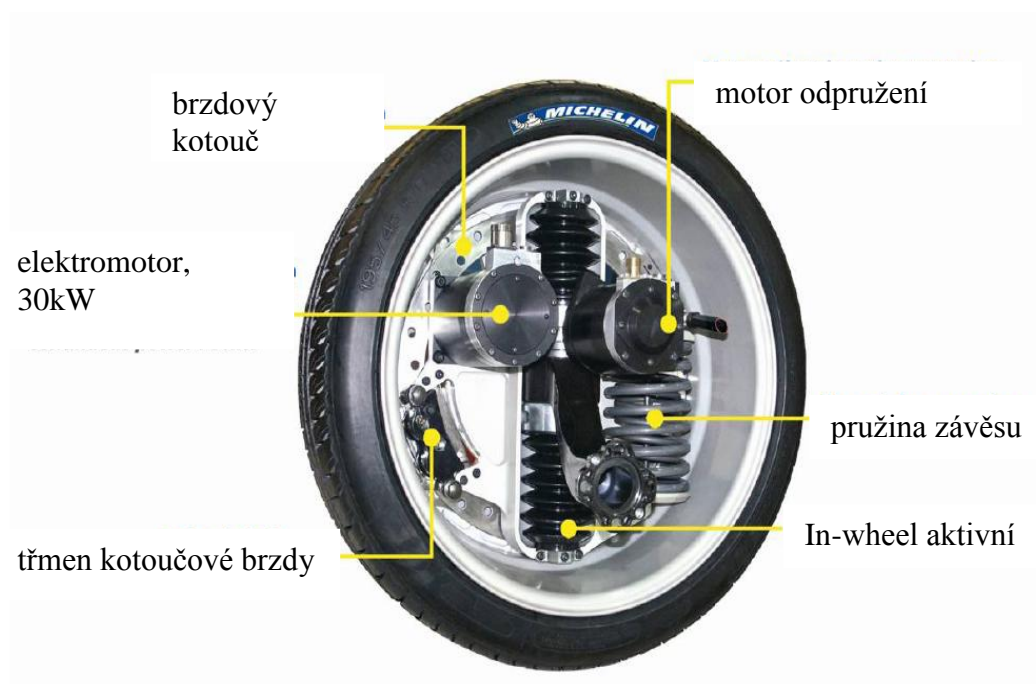
obr. 5 Koncepce GM

Bezhrádelový systém in-wheel motoru od firmy Bridgestone. Jedná se o systém, kde motor a tlumič jsou umístěny přímo v kole [7].



obr. 6 Koncept Bridgestone

Firma Michelin také představila svůj koncept „Michelin Active Wheel“. Tento systém představuje novou éru silniční dopravy, ve které dosahuje silniční bezpečnost, ekologie a energie nevídaných úrovní. To je právě způsobeno miniaturním pohonem a elektrickým systémem odpružení umístěným přímo v kole. Toto řešení má několik výhod. Především nulové znečištění, optimální komfort a extrémní tichost. Další výhodou je eliminace prvků jako jsou převodovky, spojky, spojovací hřídele a další části využívané u spalovacích motorů. To výrazně sníží hmotnost a tím úsporu energie [8].



obr. 7 Michelin Active wheel

Firma Heynzman vyvinula aplikaci Robodrive. Zde je opět motor, brzda a elektronika integrována dovnitř kola. Na obr. 8 je znázorněno demonstrační vozidlo. Tento systém je možné využít v řadě aplikací jako jsou autonomní a užitková vozidla, mobilní systémy, monitorování budov, kontrola stavu a pohyb zásob [9].



obr. 8 Systém Robodrive

Velmi zajímavá je jednotka NTN vyvinutá v R&D centru v Japonsku. Jedná se opět o integrovaný in-wheel motor pro elektrická vozidla. Jednotka dosahuje kompaktních rozměrů a nízké hmotnosti díky využití ložiskového náboje kola, cykloidní převodovky a vysokootáčkového motoru. Negativní stránkou je snížení odpružení, což snižuje ovladatelnost a jízdní komfort [10].



obr. 9 Jednotka NTN

Zajímavou jednotkou je MDI WheelMotor firmy Machinedynamics, která je jednoduše připojitelná na hybridní vozidla. Nabízí vysoký kroutící moment a účinnost. Opět je to systém bez převodovky zabudovaný přímo v kole viz obr. 10 [11].



obr. 10 MDI WheelMotor

Další velkou oblastí využívající umístění motorů v náboji kola jsou jízdní kola. Zde se uplatnil název hub (nábojové) motory. Na obrázku je způsob umístění motoru v předním kole [12].



obr. 11 Koncepce elektrického jízdního kola firmy Neodymics



obr.12 CITY BIKE 26" vybavené motorem v náboji o mimořádném výkonu 400Watt.

Velmi využívaným systémem jsou bezkartáčové hub motory s vnějším rotorem (obr. 13). Jsou využívány v transportních zařízeních jako invalidní a nakládací vozíky (obr. 14) [13].



obr. 13 Motor s vnějším rotorem firmy Heinzmann



obr. 14 Využití hub motorů v invalidních a transportních vozících

3. Návrh variant řešení

3.1 Požadavkový list

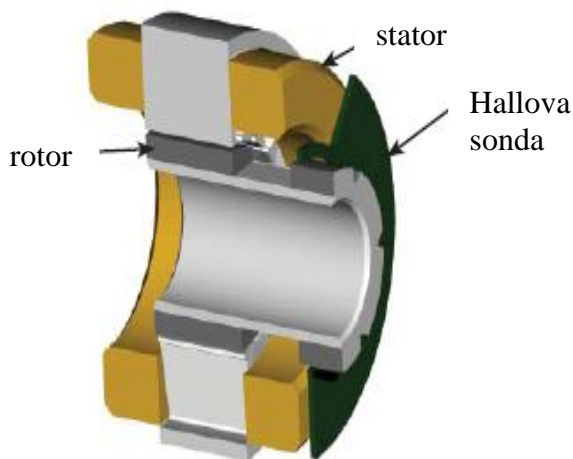
1. Integrace motoru a převodovky v náboji kola mobilního robotu (MR).
2. Použití bezrámových (frameless) motorů.
3. Návrh kola MR pro 3 nosnosti (300 kg, 150 kg, 50 kg).
4. Rychlost MR $v_{300,150} = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pro nosnost 300 kg a 150 kg), $v_{50} = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pro nosnost 50 kg).
5. Průměr kola $d_{300} = 400 \text{ mm}$, $d_{150} = 300 \text{ mm}$, $d_{50} = 150 \text{ (} 200 \text{) mm}$ (pro 300 kg, 150 kg, 50 kg).

3.2 Bezrámové (*frameless*) motory

Stěžejním požadavkem této diplomové práce bylo použití frameless motorů. Proto se v tomto bodě bude práce frameless motory zabývat podrobněji.

Tyto motory umožňují přímé řízení pohyblivých konstrukcí, což přináší konstruktérům a designérům mnoho výhod. Mezi ně patří nižší ceny, zvyšování spolehlivosti a zlepšení výkonnosti. Frameless motory berou v úvahu přímou integraci s mechanickými převodovými zařízeními, eliminují části zvětšující rozměry, snižují mechanickou složitost, zlepšují dynamickou odezvu. Konstruktéři nejsou omezováni připojovacími rozměry a velikostmi hřídelí běžných motorů v rámu. Motory představují ideální řešení pro stroje, které vyžadují vysoký výkon v malém prostoru [14].

Nejčastěji se skládají ze 3 částí (obr. 15). Stator s vinutím, rotor s magnety a Hallův snímač pro změnu směru motoru [14].



obr. 15 Řez frameless motorem

3.2.1 Konstrukce frameless motorů

Základní díly, stator a rotor, mají tvar prstenců a jsou určeny pro přímou zástavbu do stroje. Skládají se ze statorového vinutí upevněného na vnější konstrukci motoru a rotorového prstence, na jehož vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety z materiálu NdFeB. Magnety jsou proti korozi chráněny vrstvou slitiny niklu nebo epoxidem. Principem činnosti jde o motory bezkartáčové (brushless). Statorové vinutí obsahuje velký počet pólů. Motory dosahují velkých krouticích momentů. Mají dobré dynamické charakteristiky a celkově nízkou hmotnost. Rovnoměrný chod těchto motorů se udává od jedné otáčky za několik dní až po několik stovek otáček za minutu [15].

Vinutí je většinou třífázově zapojené do hvězdy, výjimečně dvoufázově. Počet pólů dosahuje u velkopřůměrových motorů několik set. Minimální krok polohy je omezen pouze krokem (inkrementem - nejmenší hodnotou rozlišení) odměřovacího zařízení. Přesnost polohování je závislá na řídicím a regulačním systému [15].

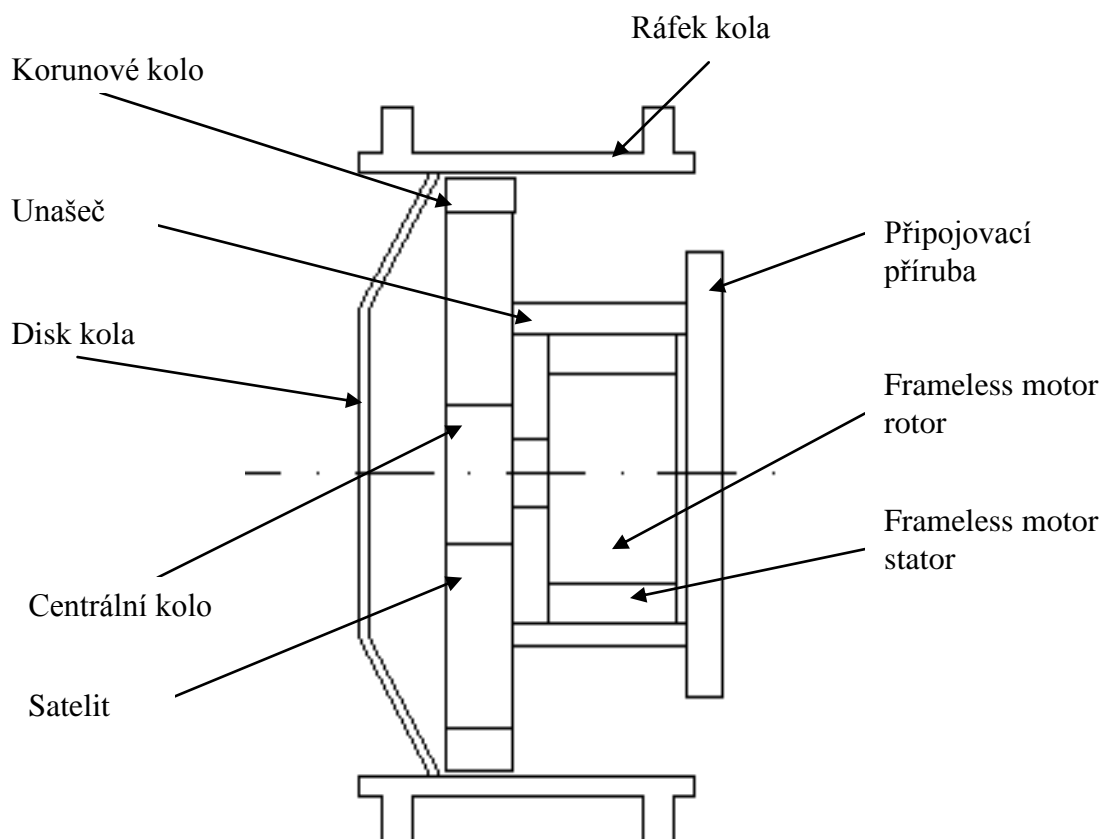
Jak již bylo řečeno, jedná se o bezrámové motory. To znamená, že neobsahují kryt, ložiska a zpětnou vazbu. Tyto komponenty mohou být vybrány konstruktérem a optimalizovány na základě požadovaného výkonu nebo v závislosti na konstrukci zařízení.

3.3 Varianty řešení

Byly vytvořeny čtyři varianty řešení, které budou podrobněji popsány v následující části textu.

3.3.1 Varianta 1

V první variantě je přenos rotačního pohybu z frameless motoru na kolo proveden pomocí planetového převodu (obr. 16). Planetový převod je realizován tak, že na vstupu je centrální kolo spojeno s hřídelí motoru. Korunové kolo na výstupu pak bude spojeno s kolem MR. Unašeč tedy bude v klidu.

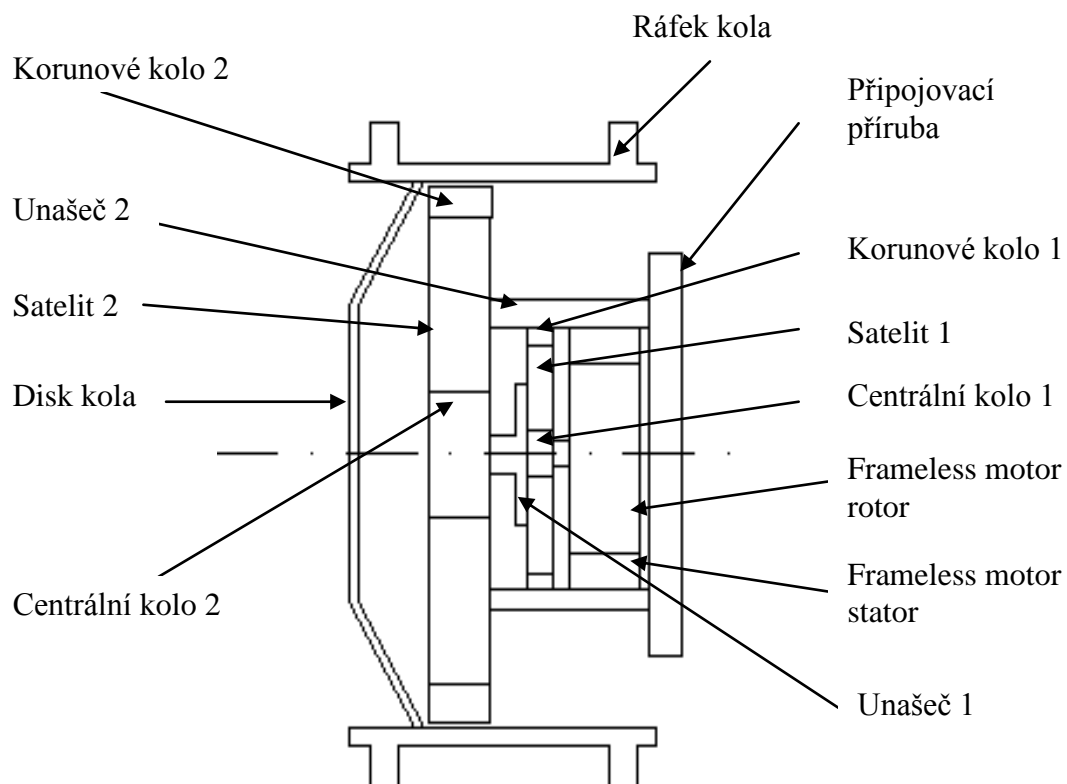


obr. 16 Schématické znázornění varianty 1

3.3.2 Varianta 2

Tato varianta pracuje na stejném principu jako předchozí. Rozdílem je pouze použití dvou planetových převodů místo jednoho. Dva převody umožňují použití menšího motoru. To znamená snížení energetických nároků a ceny. Nevýhodou je zvětšení délky konstrukce a z toho vyplývající nekompaktní uložení v náboji kola.

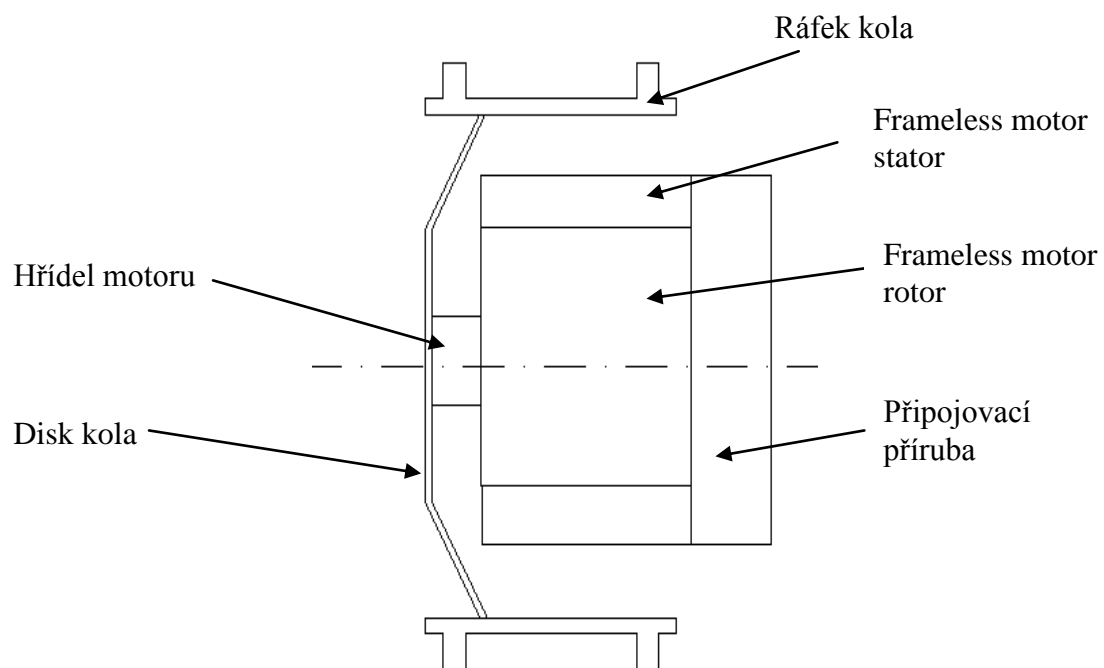
Princip je patrný z obr. 17. Na vstupu první převodovky je centrální kolo 1. Korunové kolo 1 je pevně uloženo v unašeci 2, který je v klidu. Výstupem je unašeč 1 spojený s centrálním kolem 2 druhé převodovky. Rotační pohyb kola MR je realizován opět pomocí korunového kola 2 připojeného k ráfku (disku) kola.



obr.17 Schématické znázornění varianty 2

3.3.3 Varianta 3

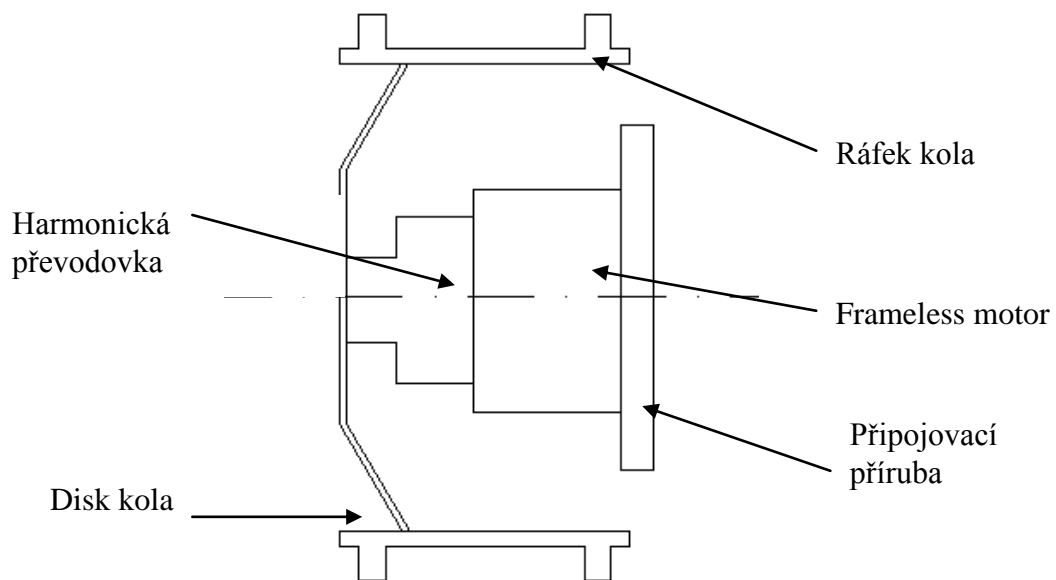
V této variantě je použit pouze bezrámový motor bez převodu. Použité motory se vyznačují velkými momenty, kde není potřeba převodů. Hřídel motoru spojená s rotorem je napojena přímo na disk kola. Otáčky rotoru jsou tedy stejné, jako otáčky kola MR. Stator je pak opatřen připojovacími rozměry, kterými je možno připojit kolo k rámu robotu.



obr.17 Schématické znázornění varianty 3

3.3.4 Varianta 4

Poslední varianta využívá opět frameless motoru. Jako převod pro dosažení požadovaného momentu je použita harmonická převodovka, jejíž výstup je spojen s diskem kola MR.



obr.18 Schématické znázornění varianty 4

4. Hodnocení variant a výběr optimální varianty

4.1 Kritéria rozhodování

Každá z uvedených variant má své výhody a nevýhody. Proto je nutné zvolit kritéria, podle kterých budou tyto varianty porovnány. Je nutné si uvědomit, že zvolená kritéria mají různý faktor významnosti [16].

Číslo kritéria	Kritérium	Charakteristika
1	Složitost konstrukce	Vyjadřuje počet dílů a jejich vzájemných vazeb
2	Vyplněný prostor náboje	Efektivita využití prostoru náboje kola
3	Energetická náročnost	Nároky kladené na spotřebovanou energii
4	Přenos pohybu na kolo	Jednoduchost (složitost) přenosu rotačního pohybu z pohonu na kolo
5	Kompaktnost koncepce	Celistvé uspořádání jednotlivých dílů
6	Hmotnost	Souvisí s celkovou nosností MR, tedy nižší hmotnost koncepce zvýší využití nadstavby
7	Cena	Nižší pořizovací náklady

tab.1 Kritéria rozhodování

4.2 Zhodnocení kritérií pro jednotlivé varianty

Pro hodnocení byl využit bodovací systém (tab. 2). Čím vyšší hodnota, tím víc se daná konstrukce blíží k ideálnímu řešení.

Vysoká úroveň	5
Dobrá úroveň	4
Průměrná úroveň	3
Nízká úroveň	2
Nevyhovující úroveň	1

tab.2 Bodovací systém

Každé kritérium jednotlivých variant je ohodnoceno podle bodovacího systému a zaznamenáno do tabulky (tab. 3).

Kritérium	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
K1 - Složitost konstrukce	3	4	5	4
K2 - Vyplněný prostor náboje	3	4	4	4
K3 - Energetická náročnost	4	3	5	4
K4 - Přenos pohybu na kolo	3	4	5	4
K5 - Kompaktnost koncepce	4	4	5	3
K6 - Hmotnost	3	3	3	4
K7 - Cena	3	4	5	2

tab.3 Zhodnocení kritérií

4.3 Určení významnosti kritérií

Určení významnosti jednotlivých kritérií bylo provedeno metodou porovnávání v trojúhelníku párů (tab. 4) [16]. Princip spočívá v porovnávání kritérií mezi sebou. Nejdříve se určí, jaké kritérium je důležitější (v tab. 4 označené tučně). To je pak ohodnoceno jedním bodem do sloupce „Počet voleb“. V případě stejné důležitosti (obě kritéria tučně) je připsána polovina bodu. Poté se podle počtu voleb určí pořadí jednotlivých kritérií . Byla zvolena lineární závislost. Váha významnosti je pak spočítána podle vztahu [30]:

$$v = 0,2p + 0,8, \quad (1)$$

kde v ... váha významnosti
 p ... počet voleb

Porovnávané páry kritérií						Počet voleb	Pořadí	Váha významnosti v
K1 K2	K1 K3	K1 K4	K1 K5	K1 K6	K1 K7	3	4.	1,4
	K2 K3	K2 K4	K2 K5	K2 K6	K2 K7	3	4.	1,4
		K3 K4	K3 K5	K3 K6	K3 K7	4,5	1.	1,7
			K4 K5	K4 K6	K4 K7	0	5.	0,8
				K5 K6	K5 K7	3	4.	1,4
					K6 K7	4	2.	1,6
						3,5	3.	1,5

tab.4 Porovnávání kritérií v párech

4.4 Stanovení vážených indexů a výběr optimální varianty

Varianty jsou hodnoceny podle tzv. váženého indexu kritérií. Ten je dán součinem váhy významnosti a indexu změny. Index změny je pak roven hodnotám z tab. 3, tedy ohodnocením kritérií každé varianty. Rozhodujícím faktorem pro výběr optimální varianty je celkový součet vážených indexů jednotlivých variant. Hodnocení variant je zobrazeno v tabulkách 5 – 8.

Kritérium	Varianta 1			
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Index změny l_i	Vážený index kritéria lij^*
K1	3	1,4	3	4,2
K2	3	1,4	3	4,2
K3	4	1,7	4	6,8
K4	3	0,8	3	2,4
K5	4	1,4	4	5,6
K6	3	1,6	3	4,8
K7	3	1,5	3	4,5
Celkový součet vážených indexů lij^* Varianty 1				32,5

tab.5 Hodnocení varianty 1

Kritérium	Varianta 2			
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Index změny l_i	Vážený index kritéria lij^*
K1	4	1,4	4	5,6
K2	4	1,4	4	5,6
K3	3	1,7	3	5,1
K4	4	0,8	4	3,2
K5	4	1,4	4	5,6
K6	3	1,6	3	4,8
K7	4	1,5	4	6
Celkový součet vážených indexů lij^* Varianty 2				35,9

tab.6 Hodnocení varianty 2

Kritérium	Varianta 3			
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Index změny I_i	Vážený index kritéria I_{ij}^*
K1	5	1,4	5	7
K2	5	1,4	4	5,6
K3	5	1,7	5	8,5
K4	3	0,8	5	4
K5	5	1,4	5	7
K6	5	1,6	3	4,8
K7	5	1,5	5	7,5
Celkový součet vážených indexů I_{ij}^* Varianty 3				44,4

tab.7 hodnocení varianty 3

Kritérium	Varianta 4			
	Hodnota	Váha významnosti kritéria q	Index změny I_i	Vážený index kritéria I_{ij}^*
K1	4	1,4	4	5,6
K2	4	1,4	4	5,6
K3	4	1,7	4	6,8
K4	4	0,8	4	4
K5	3	1,4	3	4,2
K6	4	1,6	4	6,4
K7	2	1,5	2	3
Celkový součet vážených indexů I_{ij}^* Varianty 4				35,6

tab.8 Hodnocení varianty 4

Celkové součty vážených indexů všech variant jsou zaznamenány sestupně do tabulky 9.

Pořadí	Celkový součet vážených indexů lij^*	Varianta
1.	44,4	3
2.	35,9	2
3.	35,6	4
4.	32,5	1

tab.9 Hodnocení všech variant

Z tab. 9 vyplývá, že nejvyšší celkový součet vážených indexů lij^* má varianta 3, a je proto optimální variantou. Jedná se o variantu využívající pouze frameless motor bez převodu. Varianta bude podrobněji popsána v následující části textu. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce bylo dohodnuto, že bude podrobněji zpracována také varianta 2 z důvodu jednoduchosti optimální varianty. Varianta 2 využívá planetového převodu a frameless motoru k rotačnímu pohybu kola MR.

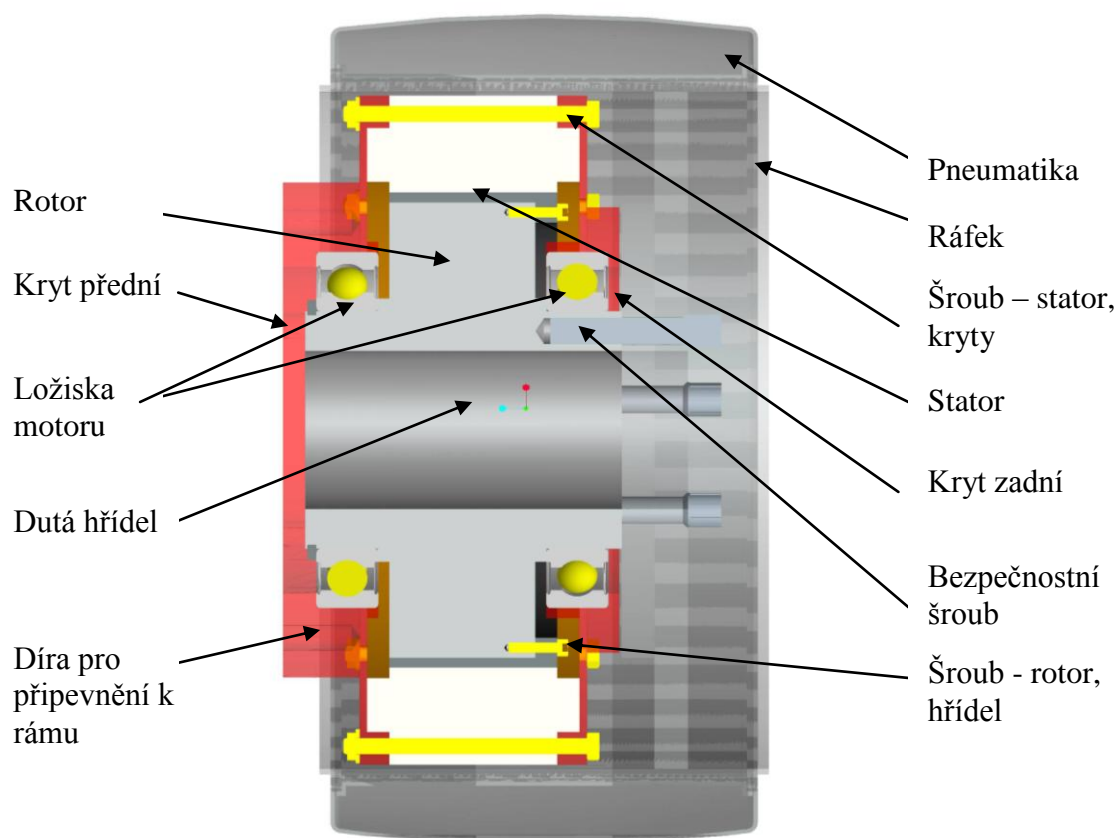
5. Návrh konstrukce – Varianta 3

5.1 Popis konstrukce

Konstrukce je velmi jednoduchá (obr. 20). Základem je bezkartáčový frameless motor americké firmy Allied Motion [17] (obr. 19). Vyznačuje se vysokým výkonem, velkým průměrem a tenkým prstencovým tvarem. Součástí konstrukce je navržená hřídel s ložisky pojištěnými dvěma kryty. Rotor s hřídelí a stator s kryty jsou spojeny šrouby. Disk ráfku je spojen s hřídelí pomocí bezpečnostních šroubů.



obr.19 Prstencové frameless motory – Megaflux série



obr.20 Řez variantou 3, nosnost 300 kg

Konstrukce ostatních dvou nosností jsou uvedeny v příloze č.1.

6. Návrh pohonu – Varianta 3

Podle požadavkového listu jsou uvedeny ke každému výpočtu vždy tři hodnoty dle jednotlivých nosností. Pro přehlednost jsou označeny příslušným indexem.

6.1 Výpočet hnací síly, hnacího momentu, výkonu a otáček kola

Nejdříve je nutné stanovit hnací sílu potřebnou k uvedení MR do pohybu danou rychlostí a zrychlením. Při dimenzování motoru kolových vozidel se vychází z metodiky návrhu u motorových vozidel [18].

Hnací síla musí při pohybu robotu překonat všechny jízdní odpory působící při jízdě na podvozek. Při výpočtu celkové hnací síly vycházíme ze základní rovnice (2),

$$F_h = O_f + O_v + O_s + O_z \quad (2)$$

,kde

F_h ... hnací síla

O_f ... odpor valivý

O_v ... odpor vzdušný

O_s ... odpor stoupání

O_z ... odpor zrychlení.

Celkovou hnací sílu lze podrobněji rozepsat pomocí vztahů vycházející z jednotlivých odporů [18]. Po dosazení získáme vztah

$$F_h = \frac{1}{n_h} \cdot \left(\frac{f_k \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} + m \cdot g \cdot \sin \alpha + \mathcal{G} \cdot m \cdot a \right), \quad (3)$$

kde

n_h ... počet hnaných kol

n ... počet kol
 m ... hmotnost robotu
 \mathcal{G} ... součinitel zohledňující momenty na hnacích kolech
 α ... sklon svahu
 f_k ... součinitel valivého odporu
 a ... zrychlení robotu.

Hnací moment se vypočte podle vztahu

$$M_h = F_h \cdot r_k, \quad (4)$$

kde

r_k ... poloměr kola dle požadavkového listu.

Potřebný výkon motoru je dán vztahem

$$P_m = F_h \cdot v, \quad (5)$$

kde

v ... rychlost MR dle požadavkového listu.

Otáčky kola se vypočítají z rychlosti a poloměru kola MR.

$$n_k = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot r_k} \quad (6)$$

6.1.1 Výpočet hnací síly pro dané parametry

Hnací síla je dimenzována na čtyřkolový mobilní robot se dvěma hnanými koly. Síla je navržena pro nejnejpříznivější situaci a to při rozjezdu MR na nakloněné rovině s úhlem sklonu α a se zrychlením a . Součinitel valivého odporu f_k zahrnuje pohyb po trávě a lehce písčitém terénu. Zadní kola MR pak je nutné dimenzovat na dvojnásobek nosnosti MR (při pohybu MR do kopce) přepočtené na jedno kolo [18].

$$n_h = 2; n = 4; m_{300} = 300 \text{ kg}; m_{150} = 150 \text{ kg}; m_{50} = 50 \text{ kg}; g = 1,5; \alpha = 20^\circ; f_k = 0,15; a = 0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$F_{h300} = \frac{1}{n_h} \cdot \left(\frac{f_k \cdot m_{300} \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} + m_{300} \cdot g \cdot \sin \alpha + g \cdot m_{300} \cdot a \right)$$
$$F_{h300} = 600,14 \text{ N} \quad (7), (8), (9), (10)$$
$$F_{h150} = 300,12 \text{ N}$$
$$F_{h50} = 100,02 \text{ N}$$

6.1.2 Výpočet hnacího momentu pro dané parametry

Zde je třeba uvést to, že motor pro nosnost 50 kg nabývá větších rozměrů, proto je průměr kola pro tuto nosnost navržen na 200 mm (místo 150 mm).

$$r_{k300} = 200 \text{ mm}; r_{k150} = 150 \text{ mm}; r_{k50} = 100 \text{ mm}$$

$$M_{h300} = F_{h300} \cdot r_{k300} = 120,03 \text{ N}\cdot\text{m}$$
$$M_{h150} = F_{h150} \cdot r_{k150} = 45,02 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (11), (12), (13)$$
$$M_{h50} = F_{h50} \cdot r_{k50} = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$$

6.1.3 Výpočet výkonu motoru pro dané parametry

$$v_{300} = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}; v_{150} = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}; v_{50} = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$P_{300} = F_{h300} \cdot v_{300} = 300,07 \text{ W}$$
$$P_{150} = F_{h150} \cdot v_{150} = 150,06 \text{ W} \quad (14), (15), (16)$$
$$P_{50} = F_{h50} \cdot v_{50} = 100,02 \text{ W}$$

6.1.4 Výpočet otáček kola pro dané parametry

$$\begin{aligned}n_{300} &= \frac{60 \cdot v_{300}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k300}} = 23,87 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \\n_{150} &= \frac{60 \cdot v_{150}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k150}} = 31,83 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \\n_{50} &= \frac{60 \cdot v_{50}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k50}} = 95,49 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}\tag{17), (18), (19)}$$

6.2 Volba motoru

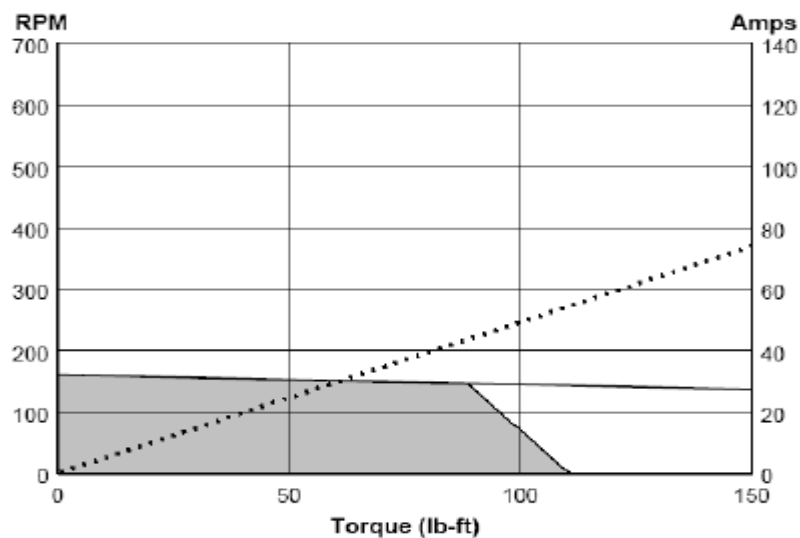
Pro přehlednost je uveden motor pouze pro nosnost 300kg. Údaje o motorech pro další nosnosti jsou uvedeny v příloze č.2.

Podle vypočteného hnacího momentu a výkonu je zvolen frameless motor MF0310075 zmiňované firmy Allied Motion [17].

Parametry zvoleného motoru:

- | | |
|-----------------------|--------------------------|
| - Jmenovitý moment | 150 N·m |
| - Otáčky bez zatížení | 439 ot·min ⁻¹ |
| - Moment setrvačnosti | 0,053 kg·m ² |
| - Napájecí napětí | 48 V |
| - Hmotnost | 20 kg |

Charakteristika motoru: Moment je uveden v amerických jednotkách lb·ft. Tedy momentu 120 N·m odpovídá moment 88,5 lb·ft.



obr. 21 Charakteristika motoru MF0310075

Rozměry motorů jsou uvedeny v příloze č.3.

7. Návrh a výpočet konstrukčních prvků – Varianta 3

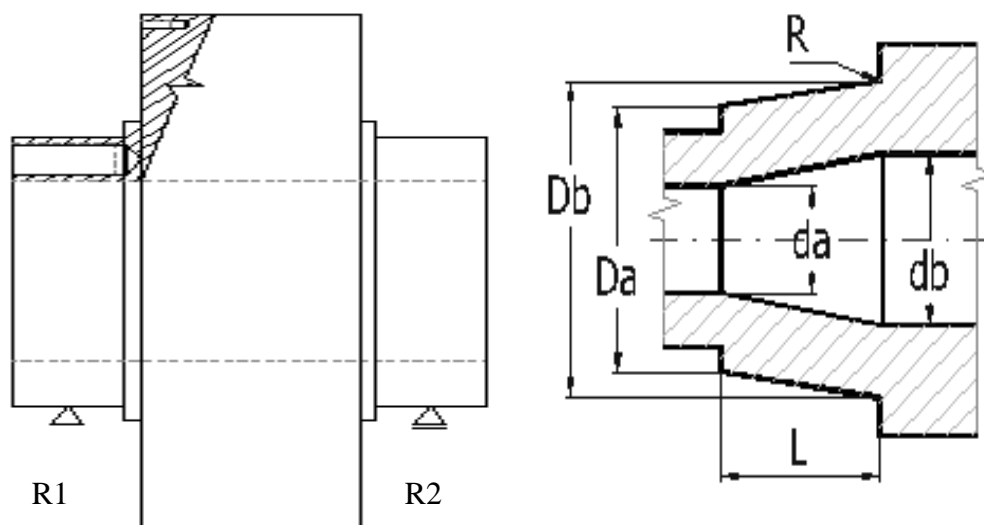
Návrh a výpočet konstrukčních prvků je opět uveden pouze pro nosnost 300 kg. Výpočty pro ostatní nosnosti jsou uvedeny v přílohách č.4-6. Veškeré výpočty jsou provedeny v programu MITCalc. V tomto programu je možné zadat přesný tvar a zatížení všech prvků dané koncepce.

7.1 Návrh a kontrola hřídele

Výpočet hřídele nosností 150 kg a 50 kg je uveden v příloze č.4.

7.1.1 Rozměry hřídele

Program umožňuje navrhnout rozměry podle požadavků. Ty jsou zobrazeny na obr.22 a jejich hodnoty uvedeny v tab.10.



obr. 22 Hřídel motoru nosnosti 300 kg

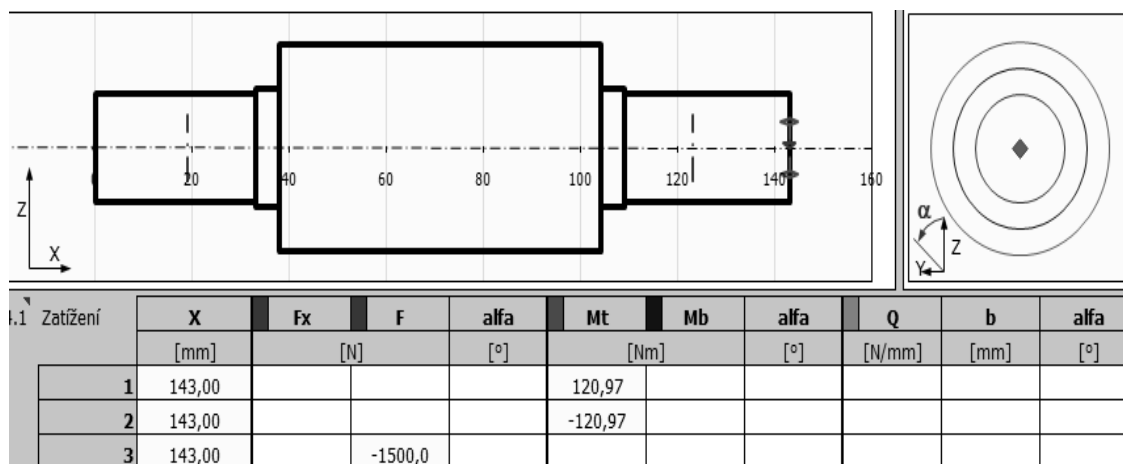
Tabulka	1	2	3	4	5	6
Počátek	0,00	33,00	38,00	104,00	109,00	143,00
L	33,000	5,000	66,000	5,000	34,000	0,000
ø Da	120,000	133,000	230,000	133,000	120,000	0,000
ø Db	120,000	133,000	230,000	133,000	120,000	0,000
ø da	80,000	80,000	80,000	80,000	80,000	0,000
ø db	80,000	80,000	80,000	80,000	80,000	0,000
R	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	0,000
Celková délka hřídele					143,00	[mm]
X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)				Pevná	19,00	⦿ [mm]
X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)				Volná	123,00	○ [mm]

tab. 10 Rozměry hřídele v milimetrech – Varianta 3, nosnost 300kg

7.1.2 Zatížení hřídele

Hřídel je zatížena kroutícím momentem od rotoru a silou vycházející z nosnosti MR přepočítanou na kolo (obr. 23). Pro definici zatížení platí, že hřídel je orientována tak, že osa hřídele je totožná s osou X souřadného systému a levá strana hřídele začíná v počátku (0, 0, 0).

Rovina Z-X (prochází osou Z a X) a je rovinou "Hlavní". Rovina procházející osou X a svírající s hlavní rovinou (Z-X) úhel α je rovina "Definiční" [19].



obr. 23 Hodnoty zatížení hřídele, nosnost 300 kg

x ... vzdálenost příslušného zatížení od počátku ve směru osy x

F ... síla ve směru osy z

Mt ... krouticí moment

7.1.3 Materiál a způsob namáhání hřídele

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)		6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano
E...Lehké slitiny (100 - 450)	345	[MPa]	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	300	[MPa]	<input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	210	[MPa]	
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	273	[MPa]	
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	126	[MPa]	
6.6 Pro střídavé zatížení		6.20 Součinitel max. zatížení		
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_C	90	[MPa]	
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{eC}	120	[MPa]	
6.9 Mez únavy - krut	τ_C	75	[MPa]	
6.10 Pro míjivé zatížení		6.25 Zatěžovací podmínky		
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hC}	180	[MPa]	
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehC}	222	[MPa]	
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hC}	150	[MPa]	
6.14 Měrná hmotnost	Ro	2800,0	[kg/m ³]	
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	73000	[MPa]	
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	27400	[MPa]	
		6.21 Ohyb		1,70
		6.22 Posouvající síla		1,70
		6.23 Krut		1,70
		6.24 Tah/Tlak		1,70
		6.26 Zátížení ohybovým momentem		A...Statické
		6.27 Zátížení posouvající silou		A...Statické
		6.28 Zátížení kroutícím momentem		B...Míjivé
		6.29 Zátížení tahovou/tlakovou silou		A...Statické
		6.30 Dynamická kontrola		
		6.31 Vliv povrchu hřídele		Ano
		6.32 Vliv velikosti hřídele		Ano
		6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)		Ano

obr. 24 Hodnoty materiálu a způsob namáhání hřídele, nosnost 300 kg

Součinitel namáhání α_0 je použit pro výpočet redukovaného (srovnávacího) napětí. Součinitel maximálního zatížení pokrývá rozdíl mezi jmenovitým a špičkovým zatížením [19].

7.1.4 Výsledky výpočtů hřídele

Vzorce použité při výpočtech jednotlivých hodnot jsou použity dle [19].

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
Reakce v podpoře R1	0	-5,722E-09	-238,84383	238,843835	[N]
Reakce v podpoře R2	0	-6,922E-09	1840,59438	1840,59438	[N]
Celková hmotnost hřídele		m	8,19		[kg]
Maximální průhyb		y	0,0000		[mm]
Maximální zkroucení		φ	0,0000		[°]
Naklonění v R1		ϑ	0,0000		[°]
Naklonění v R2		ϑ	0,0000		[°]
Max. napětí v ohybu		σ_e	0,2		[MPa]
Max. napětí ve střihu		τ_s	0,2		[MPa]
Max. napětí v krutu		τ_t	0,0		[MPa]
Max. napětí v tahu/tlaku		σ_g	0,0		[MPa]
Max. redukované napětí		σ_r	0,5		[MPa]

obr. 25 Hodnoty výsledků, nosnost 300 kg

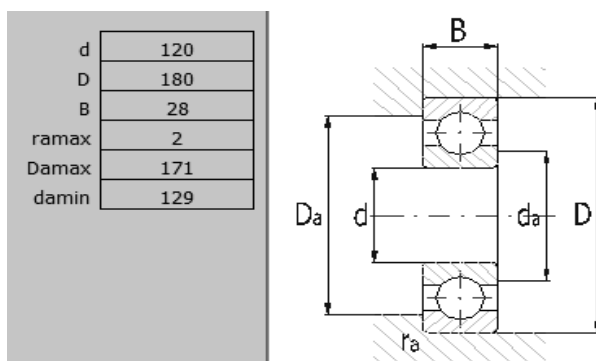
Na obr.25 jsou uvedeny základní výsledky výpočtu, které dávají ucelený přehled o pevnostní a funkční kontrole navrhované hřídele [19]. Z vypočtených hodnot je patrné, že navržená hřídel vyhovuje.

7.2 Návrh a kontrola ložisek

Ložiska jsou vybrána z katalogu firmy SKF [20]. V příloze č.5 je uveden návrh a kontrola ložisek pro nosnost 150 kg a 50 kg.

7.2.1 Volba typu a provedení ložiska

Pro nosnost 300 kg byly vybrány dvě jednořadá kuličková ložiska 6024-RS1 s těsněním na jedné straně. Rozhodujícím faktorem pro výběr tohoto ložiska byl především průměr hřídele.



obr. 26 Rozměry ložiska 6024-RS1, nosnost 300 kg

7.2.2 Kontrola ložiska

Kontrola a jednotlivé parametry ložiska jsou vypočteny dle [21]. Jelikož se jedná o totožná ložiska, je kontrola provedena u ložiska více zatíženého (reakce v podpoře R2). Tomu odpovídá radiální síla působící na ložisko $F_{r2} = 1840,6 \text{ N}$.

Směrodatným ukazatelem je trvanlivost ložiska v důsledku kontaktní únavy materiálu. Základní trvanlivost valivých ložisek je trvanlivost, kterou dosáhne nebo překročí 90% stejných ložisek při stejných provozních podmínkách, jestliže je použito běžně užívaného materiálu, dosaženo běžné výrobní kvality a ložisko pracuje za normálních podmínek provozu. Základní trvanlivost je definována rovnicí [20]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} [h] , \quad (20)$$

kde

C ... základní dynamická únosnost ložiska [N, lb]

P ... ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N, lb]

n ... frekvence otáčení ložiska [1/min]

p ... exponent (pro kuličková ložiska $p = 3$, pro ostatní ložiska $p = 10/3$)

Parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C	88400	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1840,6	[N]
Základní trvanlivost	L10h	76933599	[h]
Základní statická únosnost	C0	80000	[N]
Statické ekvivalentní zatížení	P0	1840,6	[N]
Součinitel statické bezpečnosti	s0	43,46	
Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
Referenční otáčky	nr	-	[/min]
Mezní otáčky	nmax	2200	[/min]
Ztrátový výkon	NR	0,42	[W]
Váha ložiska	g	2,05	[kg]

tab. 11 Parametry ložiska, nosnost 300 kg

Z vypočtených hodnot únosností a trvanlivosti je patrné, že navržená ložiska vyhovují.

7.3 Návrh šroubů

Šrouby nosností 150 kg a 50 kg jsou uvedeny v příloze č.6.

7.3.1 Šrouby pro připevnění k rámu

Pro připevnění k rámu je navrženo šest děr pro šrouby M14x1,5. Protože nebyly specifikovány připojovací rozměry rámu, je možná případná úprava navrženého připojovacího členu. Různé koncepce možných připojovacích částí budou ukázány na konci této práce.

7.3.2 Šrouby pro připevnění k ráfku kola

Jelikož se jedná o 14'' automobilový ráfek (pro nosnost 300 kg), je k připevnění k ráfku použito pět normalizovaných bezpečnostních šroubů M14x1,5x50 dle [22].

7.3.3 Šrouby pro pojištění motoru

Jedná se o šrouby spojující stator s kryty a rotor s hřídelí. Protože motor obsahuje předvrtané díry, jsou šrouby vybrány na základě katalogu motorů a jejich rozměrů.

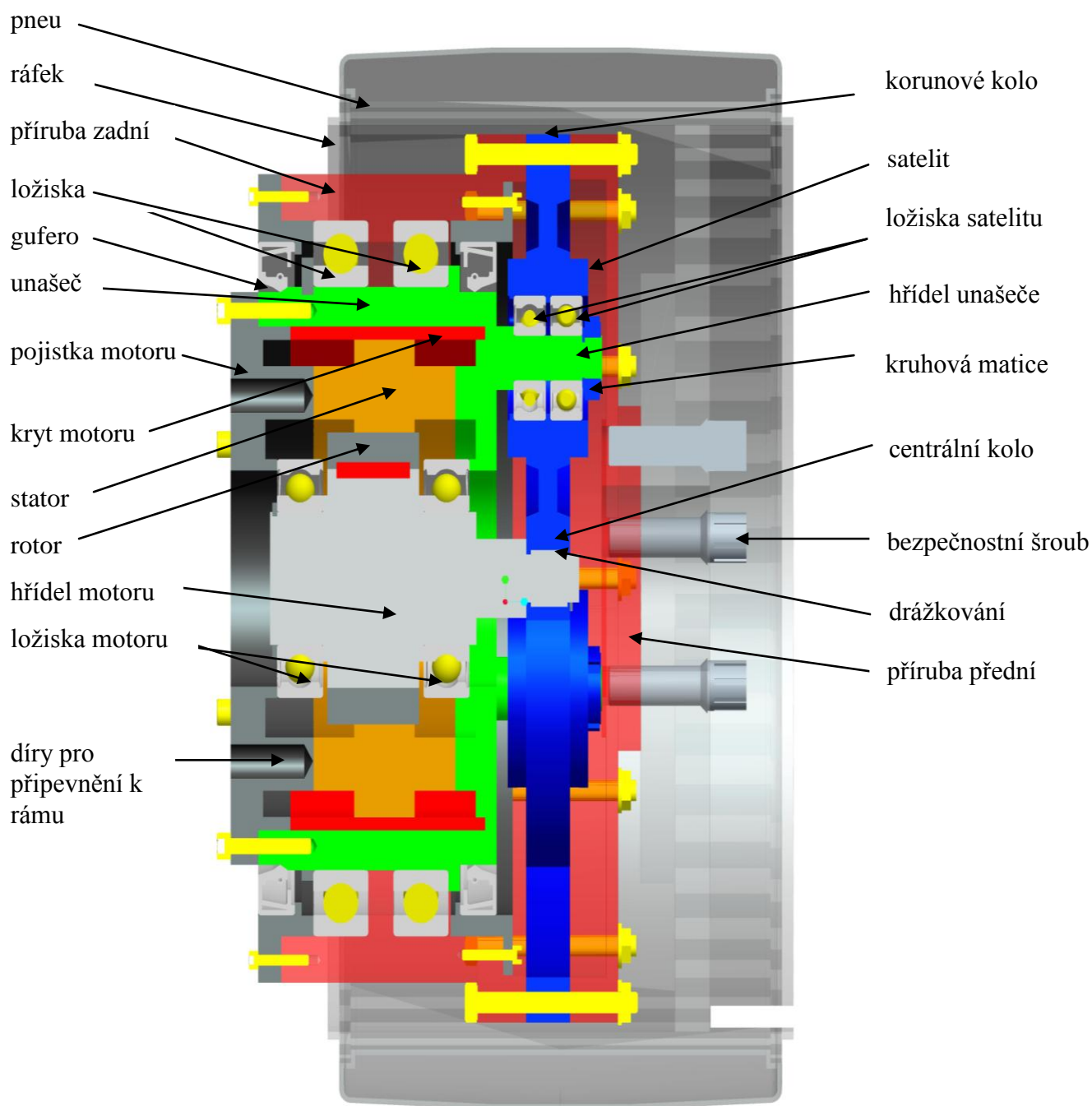
Pro spojení statoru s kryty je použito devět šroubů M8x110 dle ČSN 021101 [23].

Pro spojení rotoru s hřídelí je použito osm šroubů M5x22 dle ČSN 021143 [23].

8. Návrh konstrukce – Varianta 2

8.1 Popis konstrukce

Základem konstrukce je opět bezkartáčový frameless motor americké firmy Allied Motion uložený v unašeči navrženého planetového převodu. Unašeč nese tři satelity, které uvnitř obsahují dvě ložiska. Ložiska jsou proti posuvu zajištěna kruhovou maticí. Satelity s ložisky jsou pak uloženy na hřídelích unašeče. Hřídel motoru je spojena s centrálním kolem a uložena na ložiskách. Na výstupu z převodu je pak korunové kolo, které je spojeno kryty a pomocí bezpečnostních šroubů připojeno k ráfku kola. Pojistka motoru na opačné straně obsahuje díry pro připevnění k rámu. Tento člen může být změněn podle konstrukce rámu a požadavků, které na něj budou kladeny. Ložiska motoru a satelitu jsou jednostranně utěsněna proti vnikání nečistot a unikání maziva. Důvodem použití tohoto typu ložisek byla především úspora místa. Proti vnikání nečistot a unikání maziva u ložisek zachycující reakce při rotaci korunového kola s kryty bylo nutné použít gufera, protože takto velká ložiska se v provedení s jednostranným krytím nevyrábějí (obr. 28).



obr. 27 Řez variantou 2, nosnost 300 kg

Konstrukce ostatních dvou nosností jsou uvedeny v příloze č.7.

9. Výpočet hnací síly, hnacího momentu, výkonu a otáček kola

MR – Varianta 2

Podle požadavkového listu jsou uvedeny ke každému výpočtu vždy tři hodnoty dle jednotlivých nosností. Pro přehlednost jsou označeny příslušným indexem. Jsou zde uvedeny pouze výsledky, protože se jedná o stejné výpočty dle požadavkového listu jako u varianty 3 (viz. kapitola 6).

9.1 Hnací síla

$$\begin{aligned}F_{h300} &= 600,14N \\F_{h150} &= 300,12N \\F_{h50} &= 100,02N\end{aligned}\tag{11), (12), (13)}$$

9.2 Hnací moment

$r_{k50} = 0,075$ mm ... Varianta 2, nosnost 50 kg je navržena pro průměr kola $d_{50} = 150$ mm

$$\begin{aligned}M_{h300} &= F_{h300} \cdot r_{k300} = 120,03N \cdot m \\M_{h150} &= F_{h150} \cdot r_{k150} = 45,02N \cdot m \\M_{h50} &= F_{h50} \cdot r_{k50} = 7,5N \cdot m\end{aligned}\tag{14), (15), (16)}$$

9.3 Výkon motoru

$$\begin{aligned}P_{300} &= F_{h300} \cdot v_{300} = 300,07W \\P_{150} &= F_{h150} \cdot v_{150} = 150,06W \\P_{50} &= F_{h50} \cdot v_{50} = 100,02W\end{aligned}\tag{17), (18), (19)}$$

9.4 Otáčky kola MR

$$n_{300} = \frac{60 \cdot v_{300}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k300}} = 23,87 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_{150} = \frac{60 \cdot v_{150}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k150}} = 31,83 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_{50} = \frac{60 \cdot v_{50}}{2 \cdot \pi \cdot r_{k50}} = 95,49 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

(20), (21), (22)

10. Návrh a kontrola planetového převodu – Varianta 2

Přenos rotačního pohybu z hřídele motoru je realizován pomocí planetového převodu viz. (obr. 28). Jak již bylo řečeno, na vstupu je centrální kolo. Korunové kolo na výstupu přenáší požadovaný moment. Návrh je proveden pomocí programu MitCalc. Veškeré vzorce použité při návrhu planetového převodu viz [24]. Návrh převodu a jeho konstrukčních částí pro nosnosti 150 kg a 50 kg je uveden v příloze č.8.

10.1 Volba vstupních parametrů

Volba vychází z vypočteného hnacího momentu (na jedno kolo) potřebného k uvedení MR do pohybu požadovaným zrychlením.

Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)			
Typ převodu hnací/hnané (vstup/výstup)	Centrální kolo => Korunové kolo			
Přenášený výkon	Pw [kW]	1,43	0,00	-1,43
Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n	1060,00	0,00	-111,58
Požadované otáčky pro: Korunové kolo	n	-98,00	-353,33 ~	-97,93
Krouticí moment (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	Mk	12,90	-135,47	122,56
Otáčky (satelit vůči unašeči)	n		-247,79	
Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	i	4,278	-2,221	(-9,5)

ot/min
N·m

tab. 12 Vstupní parametry planetového převodu, nosnost 300 kg

10.2 Volba materiálu a provozních parametrů

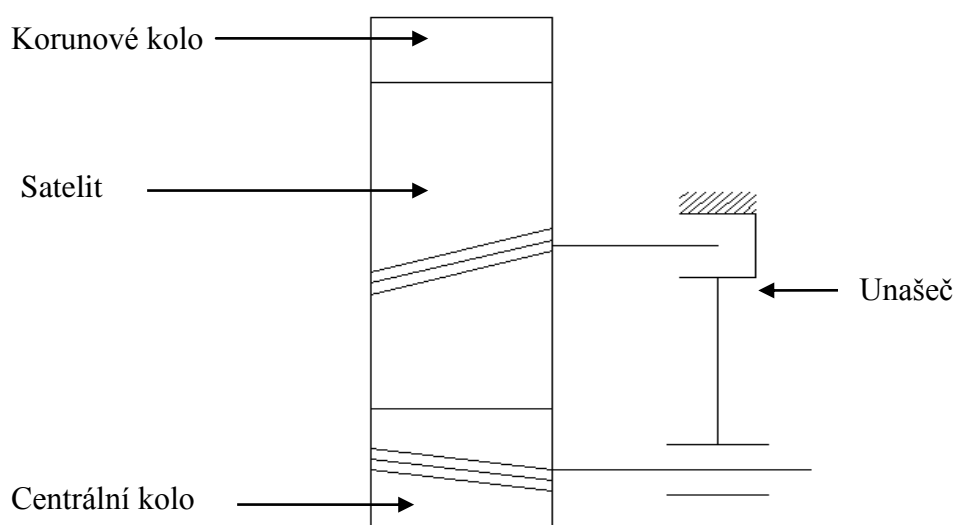
Jednotlivé parametry jsou uvedeny na následujícím obrázku. Program MitCalc nabízí výběr materiálu ozubených kol, typ zatížení převodu a jeho uložení. Je možné si zde také nastavit požadovanou životnost a koeficient bezpečnosti.

Označení materiálu podle normy :	ISO		
Materiál centrálního kola :	E...Konstrukční ocel ušlechtilá 42 CrV 6 (Rm=980 MPa) povrchově kalená po		
Materiál satelitu :	E...Konstrukční ocel ušlechtilá 42 CrV 6 (Rm=980 MPa) povrchově kalená po		
Materiál korunového kola :	E...Konstrukční ocel ušlechtilá 42 CrV 6 (Rm=980 MPa) povrchově kalená po		
Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé		
Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	D...S velkou nerovnoměrností		
Typ uložení soukolí	Letmo uložené soukolí - typ 1		
Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	6.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 15)		
Požadovaná životnost	Lh	20000	[h]
Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60

obr. 28 Materiál provozní podmínky planetového převodu, nosnost 300 kg

Volba zatížení s velkou nerovnoměrností započítává rázy působící na soukolí při pohybu kola.

Letmo uložené soukolí je znázorněno na obr. 28a. Je to soukolí, kde hřídel je uchycena pouze z jedné strany kola [24].



obr. 28a Letmo uložené soukolí

Při volbě stupně přesnosti navrhovaného soukolí je nutné brát v úvahu podmínky provozu, funkčnost a výrobní možnosti. Při návrhu se vychází z obvodové rychlosti, přenášeného výkonu, režimu práce, požadované životnosti a spolehlivosti. Dále také z požadavků na kinematickou přesnost, hluk a vibrace [24].

Přesnost ozubení se volí jen nezbytně nutná, protože dosažení vysokého stupně přesnosti je nákladné, obtížné a podmíněné vyššími nároky na technologické vybavení [24].

10.3 Návrh modulu a geometrie ozubení

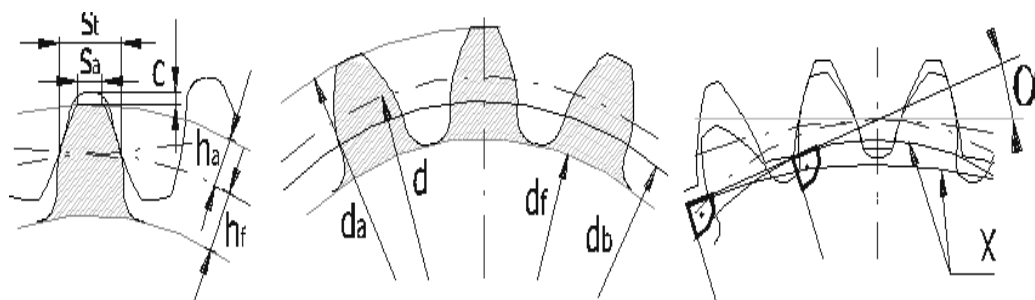
Jednotlivé parametry jsou patrné z obr. 29.

Počet satelitů		3	<= 3	3	▼
Počet zubů - nastavení		-	+	Optimal (77)	▼
Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	18	77	-171	
Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n	940,00	0,00	-98,95	[/min]
Normální úhel záběru	α	20,00			[°]
Úhel sklonu zubů	β	0,00			[°]
Nastavení poměru šířky centrálního kola k průměru		<input type="text"/>			
Poměr šířky centrálního kola k jeho průměru	ψ_d / \max	0,58	< 0,6		Navrhnout ozubení
Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	1,75	6	▼	[mm]
Diametral Pitch (Circular Pitch)	P	24,0000	80 (0,0393)	▼	
Průměr roztečné kružnice	d0/d1/d2	31,500	134,750	-299,250	[mm]
Doporučená šířka ozubení		20 - 19			[mm]
Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b0/b1/b2	18,300	19,200	18,300	< [mm]
Pracovní šířka ozubení	bw	18,300	18,300		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
Poměr šířky kola k jeho průměru	ψ_d	0,58	0,14	0,06	
Pracovní vzdálenost os	aw	83,125	-83,125		[mm]
Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,109	6,414	0,826	[kg]
Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,42	2,30		
Pohyb ozubených kol (krok a aktuální úhel)		10,00	0,00	◀ ▶	[°]

obr. 29 Materiál a provozní podmínky planetového převodu, nosnost 300 kg

10.4 Základní rozměry ozubení

Rozměry ozubení jsou uvedeny v tabulce 13.



obr. 30 Grafické znázornění rozměrů ozubení

Výpočet bez chyb.		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo	
Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	18	77	-171	
Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b	35,0000	36,0000	35,0000	[mm]
Normální modul	mn	1,7500	1,7500		[mm]
Tečný modul	mt	1,7500	1,7500		[mm]
Normální rozteč	p	5,4978	5,4978		[mm]
Čelní rozteč	pt	5,4978	5,4978		[mm]
Základní rozteč	ptb	5,1662	5,1662		[mm]
Osová vzdálenost (rozečná)	a	83,1250	-82,2500		[mm]
Osová vzdálenost (výrobní)	av	83,1250	-83,1589		[mm]
Osová vzdálenost (pracovní)	aw	83,1250	-83,1250		[mm]
Úhel záběru	α	20,0000	20,0000		[°]
Čelní úhel záběru	αt	20,0000	20,0000		[°]
Valivý úhel záběru normální	own	19,9999	21,5962		[°]
Valivý úhel záběru čelní	owt	19,9999	21,5962		[°]
Úhel sklonu zubů	β	0,0000	0,0000		[°]
Základní úhel sklonu	β b	0,0000	0,0000		[°]
Průměr hlavové kružnice	da	34,9999	138,0750	-297,5000	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d	31,5000	134,7500	-299,2500	[mm]
Průměr základní kružnice	db	29,6003	126,6236	-281,2030	[mm]
Průměr patní kružnice	df	27,1250	130,3750	-305,3750	[mm]
Průměr valivé kružnice	dw	31,5000	134,7500		[mm]
Průměr valivé kružnice	dw		136,1835	-302,4335	[mm]
Výška hlavy zubu	ha	1,7500	1,6625	0,8750	[mm]
Výška paty zubu	hf	2,1875	2,1875	3,0964	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,1929	1,4700	1,4561	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,1929	1,4700	1,4561	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	2,7489	2,7489	2,0873	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	2,7489	2,7489	2,0873	[mm]
Tloušťka zubu patní kružnici	sb	2,7714	4,6028	4,5694	[mm]
Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6817	0,8400	0,8321	[modul]
Jednotková hlavová vůle	ca*	0,2500	0,3 / 0,3	0,2500	[modul]
Hlavová vůle	ca	0,4375	0,525 / 0,525	0,4375	[mm]

tab. 13 Rozměry ozubení, nosnost 300 kg

10.5 Napětí a koeficient bezpečnosti

V tab. 14 jsou uvedeny všechny potřebné hodnoty napětí (ohyb, dotyk) pro výpočet koeficientů bezpečnosti.

Běžně se provádějí dva základní pevnostní výpočty a to na ohyb a na dotyk. V tomto výpočtu jsou počítány koeficienty bezpečnosti na únavu v dotyku SH a na únavu v ohybu SF. Koeficienty bezpečnosti jsou uvedeny vždy pro odpovídající dvojici kol (centrální kolo - satelit, satelit - korunové kolo).

Jako výchozí hodnoty koeficientu bezpečnosti lze použít:

Koeficient bezpečnosti v dotyku SH = 1.3 [24]

Koeficient bezpečnosti v ohybu SF = 1.6 [24].

Výpočet bez chyb.		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo	
Na únavu v dotyku	SH (S-P)	1,57	1,74		
Na únavu v dotyku	SH (P-R)		4,94	5,06	
Na únavu v ohybu	SF (S-P)	10,94	9,13		
Na únavu v ohybu	SF (P-R)		7,62	10,79	
Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	232,49	68,54		[MPa]
Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	312,39	282,07		[MPa]
Výpočtové napětí v dotyku			99,56	97,19	[MPa]
Mez únavy v dotyku	SigmaHG	491,34	491,34		[MPa]
Mez únavy v dotyku			491,34	491,34	[MPa]
Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	377,95	377,95		[MPa]
Dovolené napětí v dotyku			377,95	377,95	[MPa]
Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	15,98	13,62		[MPa]
Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu			12,57	13,49	[MPa]
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	36,68	31,24		[MPa]
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu			37,46	40,20	[MPa]
Mez únavy v ohybu	SigmaFG	401,14	285,29		[MPa]
Mez únavy v ohybu			285,29	433,90	[MPa]
Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	250,71	178,31		[MPa]
Dovolené napětí v ohybu			178,31	271,19	[MPa]

tab. 14 Vypočtené hodnoty napětí, nosnost 300 kg

10.6 Parametry zvoleného materiálu

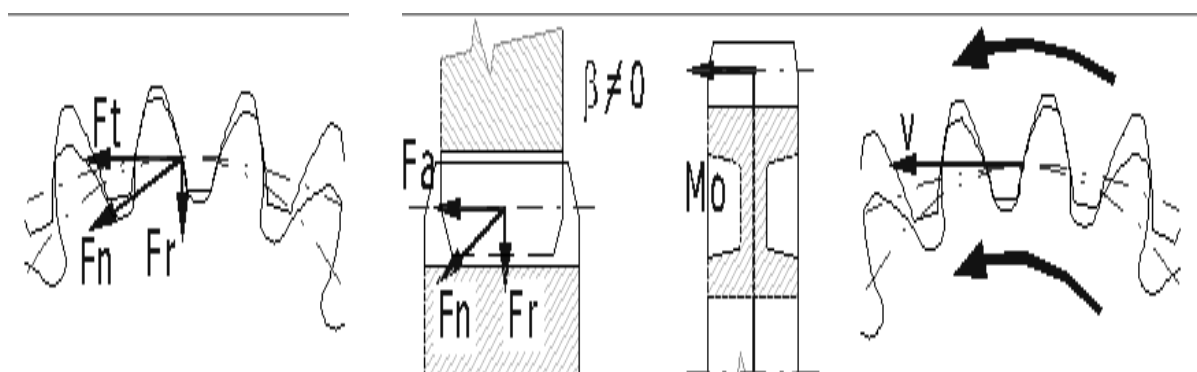
Jako materiál kol byla zvolena konstrukční ocel ušlechtilá, povrchové kalená po boku (viz obr. 28) [24].

Výpočet bez chyb.		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo	
Hustota	R _o	7870,00	7870,00	7870,00	[kg/m ³]
Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	206,00	206,00	[GPa]
Mez pevnosti v tahu	R _m	980,00	980,00	980,00	[MPa]
Mez kluzu v tahu	R _{p0.2}	850,00	850,00	850,00	[MPa]
Poissonova konst.		0,30	0,30	0,30	
Mez únavy v dotyku	SH _{lim}	1160,00	1160,00	1160,00	[MPa]
Mez únavy v ohybu	SF _{lim}	528,00	528,00	528,00	[MPa]
Tvrдость zubu na boku	VHV	600	600	600	[HV]
Tvrдость zubu v jádře	JHV	315	315	315	[HV]
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NH _{lim}	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	

tab. 15 Parametry materiálu kol

10.7 Silové poměry v ozubení

V zatíženém soukolí vznikají síly, které jsou přenášeny na konstrukci stroje. Pro správné dimenzování zařízení je znalost těchto sil zcela zásadní [24]. Orientace sil je znázorněná na obr.31. V tabulce 16 jsou pak uvedeny jednotlivé hodnoty sil.



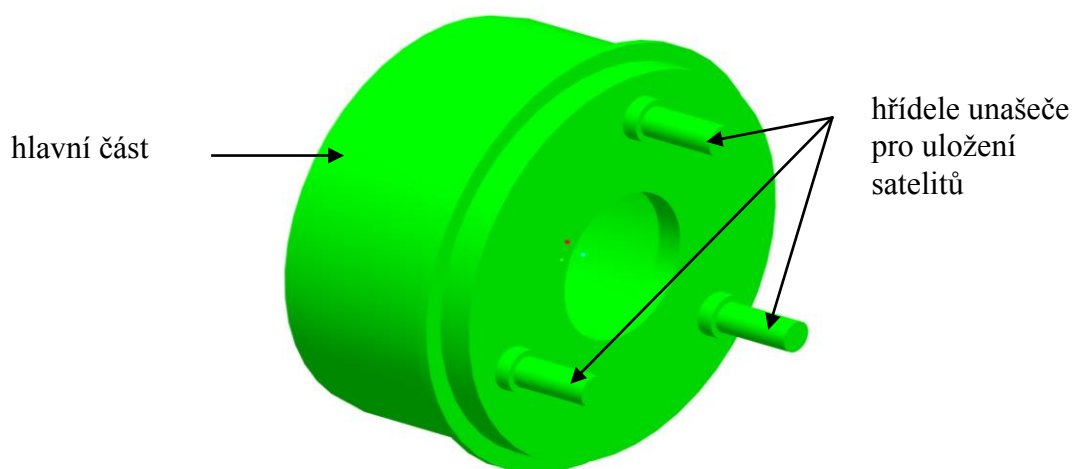
obr. 31 Působící síly

Výpočet bez chyb.		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo	
Obvodová síla	Ft	273,05	273,05		[N]
Normální síla	Fn	290,57	290,57		[N]
Axiální síla	Fa	0,00	0,00	0,00	[N]
Radiální síla	Fr	99,38	-99,38		[N]
Síla unašeč -> satelit	Fc-p		543,22		[N]
Odstředivá síla na satelit	Fc		0,00		[N]
Radiální síla na ložisko v satelitu	Fb		543,22		[N]
Jmenovitý krouticí moment	Mk	4,30	18,30	40,85	[Nm]
Jmenovité otáčky	n	1060,0	-247,8	111,6	[/min]
Ohybový moment (satelit)	Mo	0,00	0,00	0,00	[Nm]
Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	1,748	< 15		[m/s]
Šířkové zatížení	wt	7,801	7,80		[N/mm]
Měrné zatížení	wt*	4,46	4,46		[MPa]

tab. 16 Hodnoty zatěžovacích sil v planetovém převodu, nosnost 300 kg

10.8 Návrh a kontrola unašeče

Nejproblémovějším místem unašeče jsou hřídele satelitů, které budou přivařeny k jeho hlavní části (obr.32). V hlavní části unašeče je pak uložen frameless motor. K zachycení reakcí z nosnosti MR a sil vznikajících v ozubení jsou použita dvě ložiska satelitů. Satelity s ložisky jsou uloženy na hřídelích unašeče.



obr. 32 Navržený unašeč

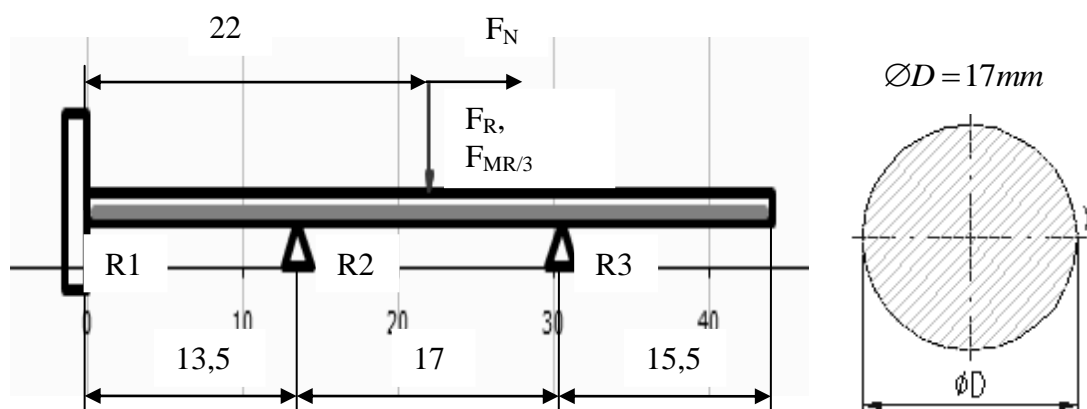
Protože hřídele unašeče se neotáčejí, jsou hřídele počítány jako přímé nosníky s dvěmi podporami (ložiska), které jsou vetknuté na jedné straně (obr.33). Výpočet je proveden dle programu MitCalc [25].

$F_{R300} = 543,22 \text{ N}$... radiální síla na ložisko satelitu planetového převodu

$F_{MR300/3} = 500 \text{ N}$... vyplývá z nosnosti MR přepočítané na jedno kolo, dimenzované na dvojnásobek zatížení a rozložené na 3 hřídele unašeče

$F_{N300} = 290,57 \text{ N}$... normální síla působící v ozubení, způsobuje ohybový moment M_{ON300}

$M_{ON300} = F_{N300} \cdot \frac{d_{s300}}{2} = 290,57 \cdot \frac{0,1345}{2} = 19,54 \text{ N} \cdot \text{m}$, kde d_{s300} je průměr roztečné kružnice satelitu



obr. 33 Síly působící na hřídel unašeče, nosnost 300 kg

Materiálem unašeče je zvolena slitina hliníku [25]. Parametry zvoleného materiálu jsou uvedeny v tab.17.

Hustota ρ	2800 kg·m ³
Modul pružnosti E	65000 MPa
Dovolené napětí v ohybu σ_b	110 MPa

tab. 17 Parametry zvoleného materiálu, nosnost 300 kg

Výpočet hřídele (nosníku) byl proveden v programu MitCalc [25] a výsledky jsou uvedeny na obr.34. Reakce v podporách uvedeny v jednotkách [N].

Číslo podpory zleva		R1	R2	R3	
Reakce v podporách		-61,14	-533,71	1636,14	
Ohybový moment Min. / Max.	Mo	-5,61	13,86		[Nm]
Průhyb nosníku Min. / Max	y	0,000	0,002		[mm]
Ohybové napětí Min. / Max	σ_b	-11,6	28,7		[MPa]
Hmotnost nosníku	m		0,0		[kg]
Max. délka volného konce (vybočení)	Lmax		0,0		[mm]
Relativní průhyb nosníku Max.	y'		0,012		[%]

obr. 34 Výsledky výpočtu nosníku, nosnost 300 kg

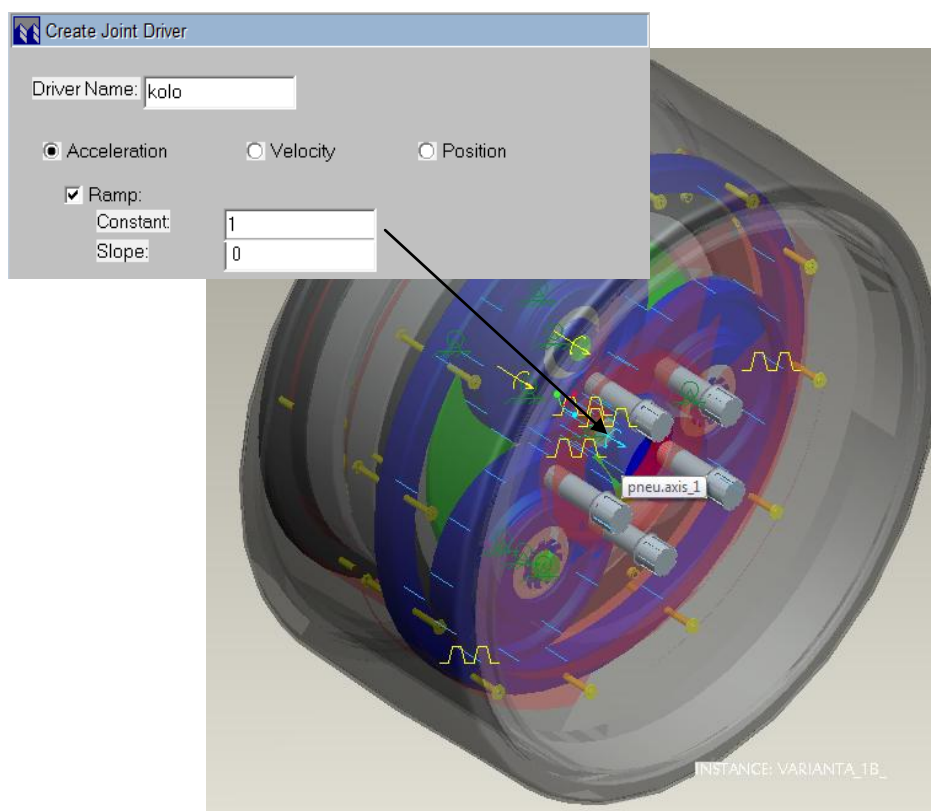
Z výpočtu vyplývá, že hřídele unašeče pevnostně vyhovují, protože maximální ohybové napětí je menší než dovolené.

10.9 Kontrola převodového poměru

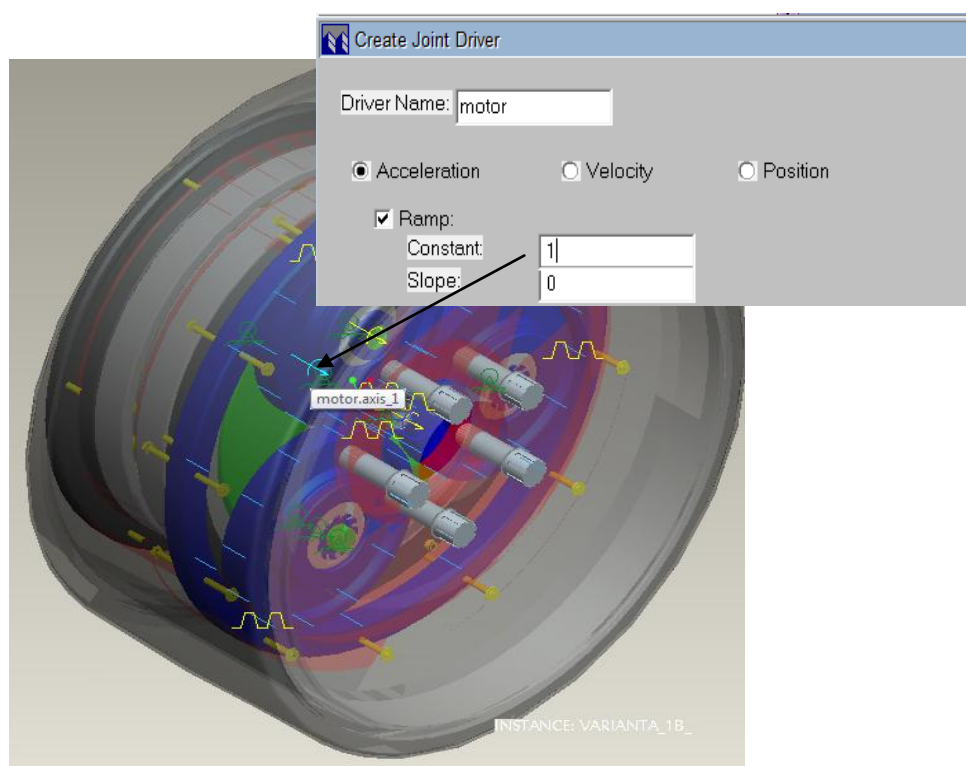
Správně zvolený převodový poměr byl zkontrolován pomocí momentů setrvačnosti motoru a kola MR. Hodnoty momentů setrvačnosti byly získány pomocí programu ProEngineer a systému Motion.

Hodnota momentu setrvačnosti kola byla zjištěna tak, že v systému Motion byl na kolo nadefinován „driver“ pomocí zrychlení nastavené na hodnotu $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (viz obr.35). Po simulaci byla z grafu odečtena hodnota momentu setrvačnosti.

Stejným způsobem byl zjištěn moment setrvačnosti motoru. „Driver“ kola byl vypnut a nadefinován na motor opět pomocí zrychlení nastavené na hodnotu $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (viz obr.36). Z grafu po simulaci pak byla odečtena hodnota momentu.



obr. 35 Nastavení „driveru“ kola



obr. 36 Nastavení „driveru“ motoru

Z grafů byly odečteny následující hodnoty:

$J_{k300} = 1,246 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$... moment setrvačnosti kola

$J_{mot300} = 0,0137 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$... moment setrvačnosti motoru

Moment setrvačnosti motoru se vypočte podle vztahu [26]

$$J_{mot300} = \frac{J_{k300}}{i_{p300}^2} \rightarrow i_{p300} = \sqrt{\frac{J_k}{J_{mot}}} \quad (30)$$

$$i_{p300} = \sqrt{\frac{1,246}{0,0137}} = 9,5 \quad (31)$$

Ze vztahu (30) a tab.12 je patrné, že převodový poměr je navržen správně.

10.10 Kontrola hnacího momentu

Dalším krokem k ověření správnosti navrženého planetového převodu je kontrola požadovaného hnacího momentu kola MR, ke kterému je nutno připočítat dynamický moment způsobený momentem setrvačnosti a úhlovým zrychlením kola.

Dynamický moment se vypočte podle vztahu [26]

$$\begin{aligned} M_{d300} &= J_{k300} \cdot \varepsilon = J_k \cdot \frac{a}{r_{k300}} \\ M_{d300} &= 1,246 \cdot \frac{0,2}{0,2} \quad , \\ M_{d300} &= 1,246 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned} \quad (32)$$

kde

J_{k300} ... moment setrvačnosti kola

ϵ ... úhlové zrychlení kola MR

a ... translační zrychlení kola MR

r_{k300} ... poloměr kola MR o nosnosti 300 kg.

Tento dynamický moment je nutné připočíst k potřebnému momentu a porovnat jej s výstupním kroutícím momentem korunového kola navrženého převodu.

$M_{h300} = 120,03 \text{ N}\cdot\text{m}$... potřebný hnací moment kola MR pro nosnost 300 kg

$M_{kk300} = 122,56 \text{ N}\cdot\text{m}$... kroutící moment korunového kola navrženého převodu

Zda je hnací moment korunového kola navrženého planetového převodu vyhovující plyne z nerovnice [26] :

$$\begin{aligned} M_{d300} + M_{h300} &\leq M_{kk300} \\ 1,246 + 120,03 &\leq 122,56 \\ 121,76 &\leq M_{kk300} \end{aligned} \quad (33)$$

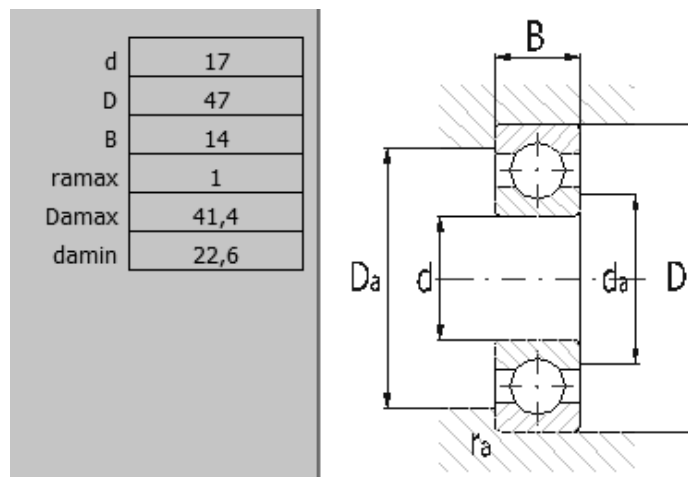
Nerovnice je správná, navržený kroutící moment korunového kola vyhovuje.

10.11 Návrh a kontrola ložisek satelitů

Ložiska jsou vybrána z katalogu firmy SKF [20]. Ložiska pro nosnosti 150 kg a 50 kg jsou uvedeny v příloze č.8.

10.11.1 Volba typu a provedení ložiska

Na základě vypočtených reakcí hřídele unašeče byla vybrána dvě kuličková jednořadá ložiska 6303-RS1 s těsněním na jedné straně.



obr. 37 Rozměry ložiska 6303-RS1, nosnost 300 kg

10.11.2 Kontrola ložiska

Jelikož se jedná o totožná ložiska, je kontrola provedena u ložiska více zatíženého (reakce v podpoře R3) podle [21]. Tomu odpovídá radiální síla působící na ložisko $F_{r3} = 1636,14 \text{ N}$.

Směrodatným ukazatelem je trvanlivost ložiska v důsledku kontaktní únavy materiálu. Základní trvanlivost je definována rovnicí (20).

Parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C	14300	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	2160,2	[N]
Základní trvanlivost	L10h	22002	[h]
Základní statická únosnost	C0	6550	[N]
Statické ekvivalentní zatížení	P0	2160,2	[N]
Součinitel statické bezpečnosti	s0	3,03	
Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
Referenční otáčky	nr	-	[/min]
Mezní otáčky	nmax	11000	[/min]
Ztrátový výkon	NR	0,63	[W]
Váha ložiska	g	0,12	[kg]

tab. 18 Parametry ložiska, nosnost 300 kg

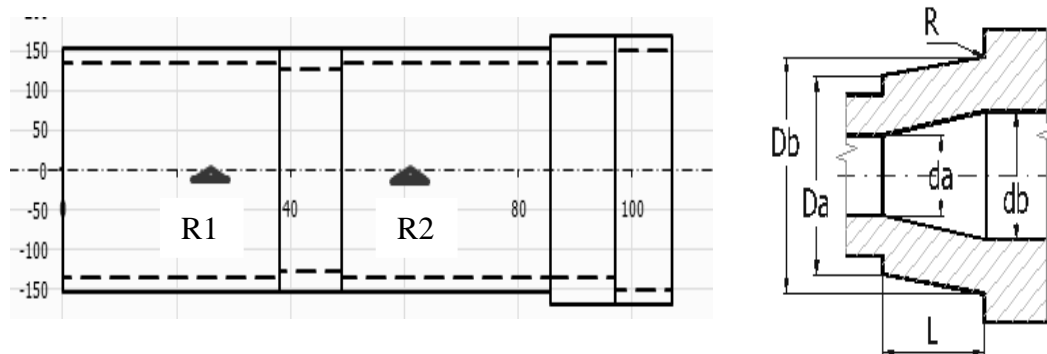
Z vypočtených hodnot únosností a trvanlivosti je patrné, že navržená ložiska vyhovují.

10.12 Návrh a kontrola zadní příruby

Jedná se o část spojující korunové kolo, přední přírubu a ráfek kola. Rotuje tedy společně s kolem MR. Je proto nutné uložit tyto části na ložiska. Ty budou uvnitř zadní příruby a nasazeny na hlavní část unašeče (obr.27).

10.12.1 Rozměry zadní příruby

Rozměry je nutné přizpůsobit jak korunovému kolu, tak unašeči, na kterém budou ložiska.



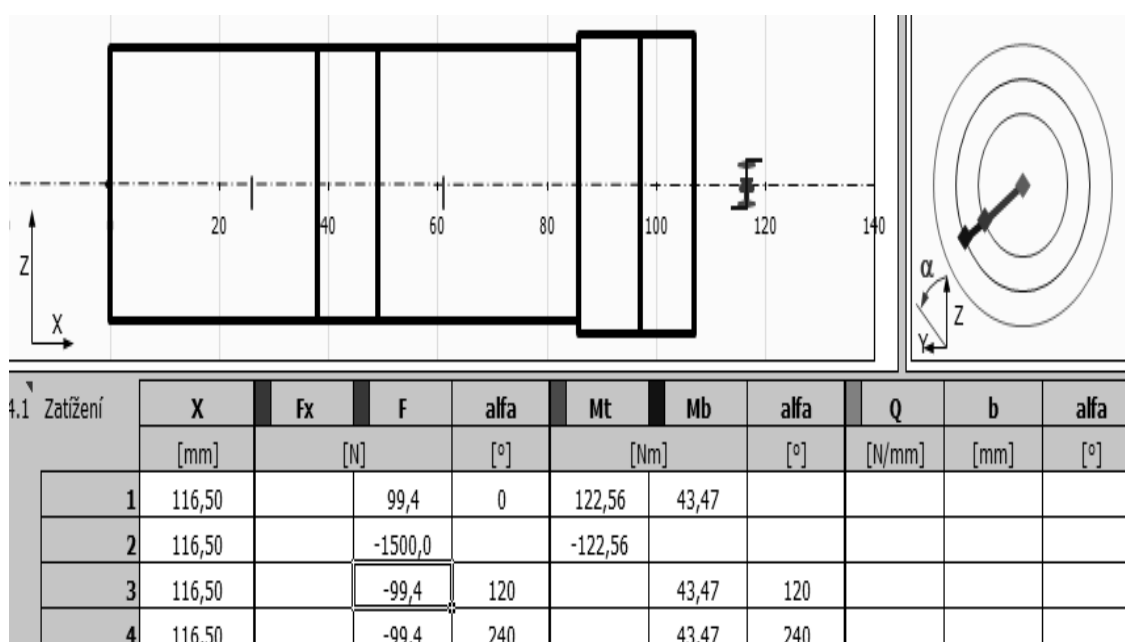
obr. 38 Zadní příruba, nosnost 300 kg

Tabulka	1	2	3	4	5	6
Počátek	0,00	38,00	49,00	85,68	97,00	107,00
L	38,000	11,000	36,680	11,320	10,000	
ø Da	305,000	305,000	305,000	335,000	335,000	
ø Db	305,000	305,000	305,000	335,000	335,000	
ø da	270,000	254,000	270,000	270,000	299,250	
ø db	270,000	254,000	270,000	270,000	299,250	
R	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	
					107,00	[mm]
X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)				Pevná	26,00	⦿ [mm]
X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)				Volná	61,00	○ [mm]

tab. 19 Rozměry příruby, nosnost 300 kg

10.12.2 Zatížení zadní příruby

Příruba je zatížena kroutícím momentem od korunového kola, radiální silou působící mezi satelitem a korunovým kolem, ohybovým momentem způsobeným normální silou (viz. kapitola 10.7 Silové poměry v ozubení) a silou F_{MR} od nosnosti MR (kapitola 10.8). Místo a způsob zatížení hřídele je uveden na obr.39 [19].



obr. 39 Zatížení zadní příruby, nosnost 300 kg

x ... vzdálenost příslušného zatížení od počátku ve směru osy x

F ... síla ve směru osy z

Mt ... kroutící moment

Mb ... ohybový moment způsobený normální silou

α ... směr působícího zatížení

10.12.3 Materiál a způsob namáhání zadní příruby

Pro vybraný materiál jsou na obr.40 v levé části zobrazeny jeho parametry. V pravé části jsou nadefinovány zatěžovací podmínky.

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)				6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano
E...Lehké slitiny (100 - 450) 345 [MPa]				6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti		20
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	300	[MPa]	6.19 Součinitel namáhání	α_0	0,85
6.3 Mez kluzu v tahu	S _T /Re	210	[MPa]	6.20 Součinitel max. zatížení		
6.4 Mez kluzu v ohybu	S _{Yb} /Re _b	273	[MPa]	6.21 Ohyb	1,70	
6.5 Mez kluzu ve smyku	S _{YS} /Re _s	126	[MPa]	6.22 Posouvající síla	1,70	
6.6 Pro střídavé zatížení				6.23 Krut	1,70	
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_C	90	[MPa]	6.24 Tah/Tlak	1,70	
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{eC}	120	[MPa]	6.25 Zatěžovací podmínky		
6.9 Mez únavy - krut	τ_C	75	[MPa]	6.26 Zatížení ohybovým momentem	C...Střídavé	
6.10 Pro mĭjivé zatížení				6.27 Zatížení posouvající silou	A...Statické	
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hC}	180	[MPa]	6.28 Zatížení krouticím momentem	B...Mĭjivé	
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehC}	222	[MPa]	6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	C...Střídavé	
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hC}	150	[MPa]	6.30 Dynamická kontrola		
6.14 Mĕrná hmotnost	R ₀	2800,0	[kg/m ³]	6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano	
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	73000	[MPa]	6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano	
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	27400	[MPa]	6.33 Vliv koncentrace napĕtĭ (vrub)	Ano	

obr. 40 Parametry materiálu a zatěžovací podmínky zadní příruby, nosnost 300 kg

Součinitel namáhání α_0 je použit pro výpočet redukovaného (srovnávacího) napĕtĭ. Součinitel maximálního zatížení pokrývá rozdíl mezi jmenovitým a špičkovým zatížením [19].

10.12.4 Výsledky výpočtu zadní příruby

Na následujícím obrázku jsou uvedeny základní výsledky výpočtu, které dávají ucelený přehled o pevnostní a funkční kontrole navrhované hřídele. Vzorce použité při výpočtech jednotlivých hodnot jsou dle [19].

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
Reakce v podpoře R1	0	-8,255E-07	-2057,1536	2057,15365	[N]
Reakce v podpoře R2	0	8,8411E-07	3412,13538	3412,13538	[N]

tab. 20 Výsledky reakcí příruby, nosnost 300 kg

Celková hmotnost hřídele	m	5,48	[kg]
Maximální průhyb	y	0,0000	[mm]
Maximální zkroucení	φ	0,0000	[°]
Naklopení v R1	ϑ	0,0000	[°]
Naklopení v R2	ϑ	0,0000	[°]
Max. napětí v ohybu	σ_e	0,1	[MPa]
Max. napětí ve střihu	τ_s	0,1	[MPa]
Max. napětí v krutu	τ_t	0,0	[MPa]
Max. napětí v tahu/tlaku	σ_g	0,0	[MPa]
Max. redukované napětí	σ_r	0,2	[MPa]

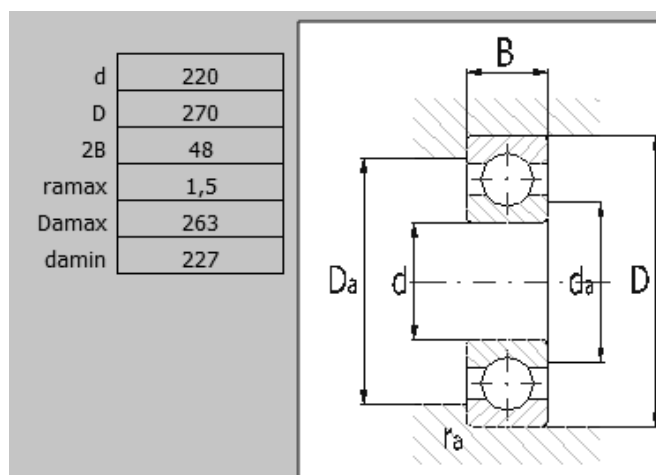
tab. 21 Ostatní výsledky výpočtů příruby, nosnost 300 kg

10.13 Návrh a kontrola ložisek zadní příruby

Na základě vypočtených reakcí zadní příruby je navržena dvojice jednořadých kuličkových ložisek firmy SKF 61844 [20].

10.13.1 Volba typu a provedení ložiska

Rozhodujícím aspektem návrhu ložisek byly především rozměry unašeče a tomu odpovídající rozměry příruby.



obr. 41 Rozměry ložiska 61844, nosnost 300 kg

10.13.2 Kontrola ložisek

Jelikož se jedná o totožná ložiska, je kontrola provedena u ložiska více zatíženého (reakce v podpoře R2). Tomu odpovídá radiální síla působící na ložisko $F_{r2} = 3412,14 \text{ N}$. Výpočet jednotlivých parametrů byl proveden pomocí programu MitCalc [21] a hodnoty výpočtů jsou uvedeny v tab. 22. Ačkoli zatížení vyhovují rozměrově menší ložiska, z rozměrových důvodů (velikost unašeče) je nutné použít těchto větších ložisek.

Směrodatným ukazatelem je trvanlivost ložiska v důsledku kontaktní únavy materiálu. Základní trvanlivost je definována rovnicí (20).

Parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C	126360	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	3412,1	[N]
Základní trvanlivost	L10h	7586230	[h]
Základní statická únosnost	C0	220000	[N]
Statické ekvivalentní zatížení	P0	3412,1	[N]
Součinitel statické bezpečnosti	s0	64,48	
Dovolené radiální zatížení	F _{rmax}	-	[N]
Dovolené axiální zatížení	F _a max	-	[N]
Referenční otáčky	n _r	3600	[/min]
Mezní otáčky	n _{max}	2800	[/min]
Ztrátový výkon	NR	6,58	[W]
Váha ložiska	a	6	[kg]

tab. 22 Parametry ložiska 61844

Pproti vnikání nečistot a unikání maziva je prostor za ložisky utěsněn dvojicí gufer CR216 na obou stranách. Gufera jsou opět od firmy SKF [20]. Ložiska s vestavěným těsněním nešlo použít, protože takto velká ložiska se s těsněním nevyrábějí.

11. Návrh a volba pohonu a jeho příslušenství – Varianta 2

Pro přehlednost je uveden návrh pohonu pouze pro nosnost 300kg. Návrhy dalších nosností jsou uvedeny v příloze č.9.

11.1 Volba motoru

Centrální kolo je připevněno k hřídeli motoru. Směrodatným ukazatelem pro volbu motoru je výkon, otáčky a především potřebný kroutící moment. Tento moment je však nutné přepočítat na hřídel motoru [26], zda bude zvolený motor tohoto momentu schopný dosáhnout.

$$M_{m300} = \frac{M_{h300} + M_{d300}}{i_{300} \cdot \eta} = \frac{120,03 + 1,246}{9,5 \cdot 0,95}, \quad (34)$$
$$M_{m300} = 13,44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde

M_{m300} ... moment na hřídeli motoru nosnosti 300 kg

M_{h300} ... potřebný hnací moment nosnosti 300 kg

M_{d300} ... dynamický moment nosnosti 300 kg

i_{300} ... převodový poměr nosnosti 300 kg

η ... účinnost planetového převodu

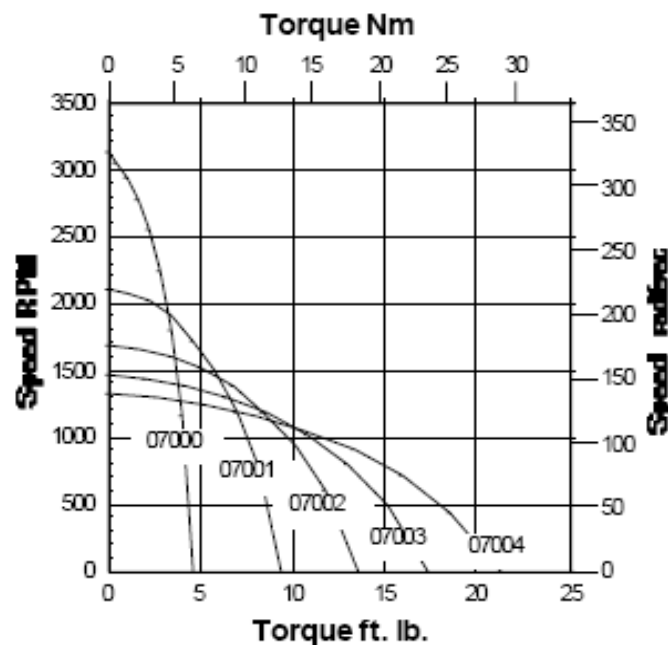
Na základě přepočteného momentu motoru je zvolen motor HT 07002-A americké firmy Allied Motion [27].

Parametry zvoleného motoru:

- | | |
|--------------------------|---------------------------|
| - Maximální stálý moment | 18,4 N·m |
| - Otáčky bez zatížení | 1700 ot·min ⁻¹ |
| - Výkon | 1432 W |
| - Moment setrvačnosti | 0,0049 kg·m ² |
| - Napájecí napětí | 145 V |
| - Hmotnost | 6,6 kg |

Z parametrů je patrné, že zvolený motor vyhovuje. Přepočítaný moment motoru je menší než maximální stálý moment, který je motor schopen vyvinout.

Charakteristika motoru:



obr. 42 Charakteristika motoru HT 07002 – A

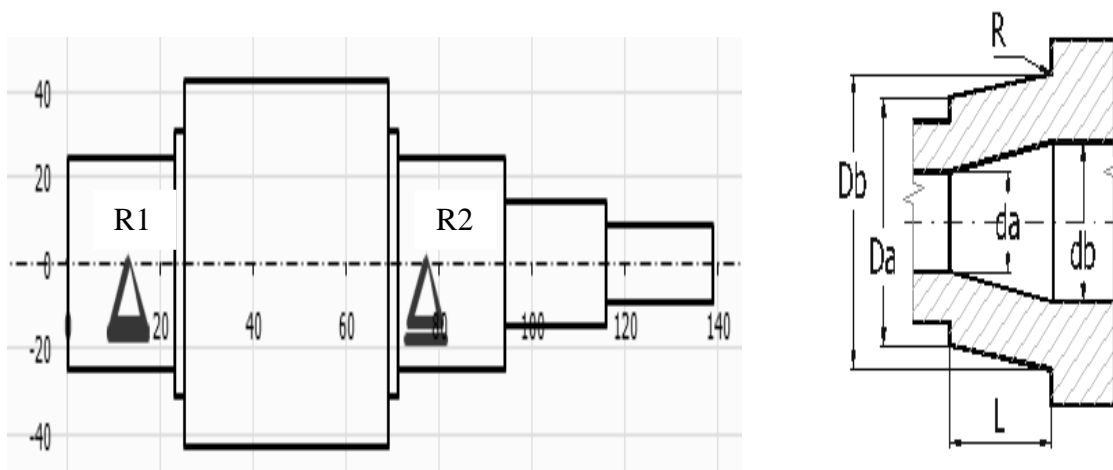
Rozměry motorů jsou uvedeny v příloze č.10.

11.2 Návrh a kontrola hřídele motoru

Návrh, výpočet a kontrola hřídele je provedena opět pomocí programu MitCalc dle [19]. Výpočet hřídele nosností 150 kg a 50 kg je uveden v příloze č.11.

11.2.1 Rozměry hřídele

Program MitCalc umožňuje navrhnout rozměry podle požadavků. Ty jsou zobrazeny na obr. 43 a jejich hodnoty uvedeny v tab. 23.



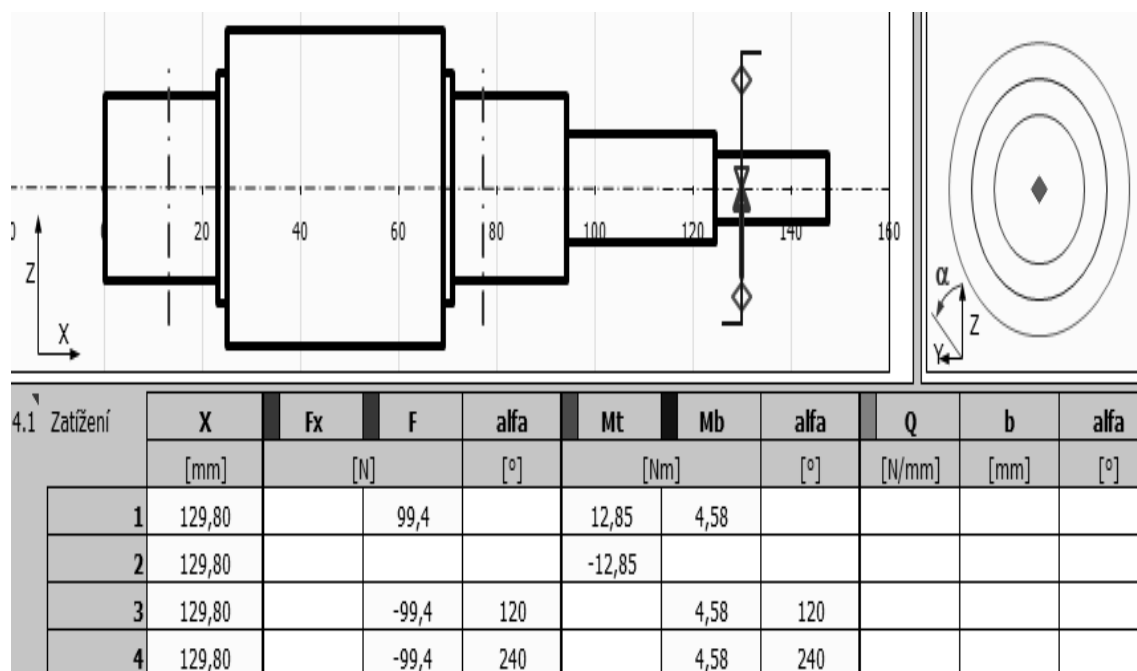
obr. 43 Hřídel motoru, nosnosti 300 kg

Tabulka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	23,00	25,00	69,00	71,00	94,00	124,30	147,30	147,30	147,30
L	23,000	2,000	44,000	2,000	23,000	30,300	23,000	0,000		
ø Da	50,000	62,500	85,560	62,500	50,000	29,750	18,000	0,000		
ø Db	50,000	62,500	85,560	62,500	50,000	29,750	18,000	0,000		
ø da	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
ø db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
R	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	1,500	1,500	0,000		
Celková délka hřídele					147,30	[mm]	2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)			
X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)				Pevná	13,00	⊙ [mm]	C...Broušeno (0,8)			
X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)				Volná	77,00	○ [mm]				

tab. 23 Rozměry hřídele v milimetrech – Varianta 3, nosnost 300kg

11.2.2 Zatížení hřídele

Hřídel je zatížena kroutícím momentem od rotoru, radiální silou působící mezi centrálním kolem a satelitem a ohybovým momentem způsobeným normálnou silou (viz. kapitola 10.7 Silové poměry v ozubení). Místo a způsob zatížení hřídele je uveden na obr. 44 [19]. V příloze č.11 je uveden návrh hřídele pro další nosnosti.



obr. 44 Hodnoty zatížení hřídele, nosnost 300 kg

x ... vzdálenost příslušného zatížení od počátku ve směru osy x

F ... síla ve směru osy z (kolmo na osu hřídele)

M_t ... kroutící moment

M_b ... ohybový moment

α ... úhel mezi hlavní a definiční rovinou (směr silového působení)

11.2.3 Materiál a způsob namáhání hřídele

Pro vybraný materiál jsou na obr. 45 v levé části zobrazeny jeho parametry. V pravé části jsou nadefinovány zatěžovací podmínky.

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)			6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano
E...Lehké slitiny (100 - 450)	450	[MPa]	6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti		20
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	300 [MPa] ✓	6.19 Součinitel namáhání		α_0 0,85 ✓
6.3 Mez kluzu v tahu	S _y /Re	210 [MPa]	6.20 Součinitel max. zatížení		
6.4 Mez kluzu v ohybu	S _{ys} /R _{es}	273 [MPa]	6.21 Ohyb	1,70	
6.5 Mez kluzu ve smyku	S _{ys} /R _{es}	126 [MPa]	6.22 Posouvající síla	1,70	
6.6 Pro střídavé zatížení			6.23 Krut	1,70	
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	90 [MPa]	6.24 Tah/Tlak	1,70	
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	120 [MPa]	6.25 Zatěžovací podmínky		
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	75 [MPa]	6.26 Zatížení ohybovým momentem	C...Střídavé	
6.10 Pro míjivé zatížení			6.27 Zatížení posouvající silou	C...Střídavé	
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	180 [MPa]	6.28 Zatížení krouticím momentem	B...Míjivé	
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	222 [MPa]	6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	A...Statické	
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	150 [MPa]	6.30 Dynamická kontrola		
6.14 Měrná hmotnost	R _o	2800,0 [kg/m ³]	6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano	
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	73000 [MPa]	6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano	
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	27400 [MPa]	6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano	

obr. 45 Hodnoty materiálu a způsob namáhání hřídele, nosnost 300 kg

Součinitel namáhání α_0 je použit pro výpočet redukovaného (srovnávacího) napětí. Součinitel maximálního zatížení pokrývá rozdíl mezi jmenovitým a špičkovým zatížením [19].

11.2.4 Výsledky výpočtů hřídele

Na obr. 46 jsou uvedeny základní výsledky výpočtu, které dávají ucelený přehled o pevnostní a funkční kontrole navrhované hřídele. Vzorce použité při výpočtech jednotlivých hodnot jsou provedeny dle [19].

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
Reakce v podpoře R1	0	-9,39E-08	173,695076	173,695076	[N]
Reakce v podpoře R2	0	1,3989E-07	-340,66613	340,666131	[N]
Celková hmotnost hřídele		m	1,06		[kg]
Maximální průhyb		y	0,0036		[mm]
Maximální zkroucení		φ	0,0000		[°]
Naklonění v R1		ϑ	0,0001		[°]
Naklonění v R2		ϑ	0,0002		[°]
Max. napětí v ohybu		σ_e	9,8		[MPa]
Max. napětí ve střihu		τ_s	0,4		[MPa]
Max. napětí v krutu		τ_t	0,0		[MPa]
Max. napětětí v tahu/tlaku		σ_s	0,0		[MPa]
Max. redukované napětí		σ_r	9,8		[MPa]

obr. 46 Hodnoty výsledků hřídele motoru, nosnost 300 kg

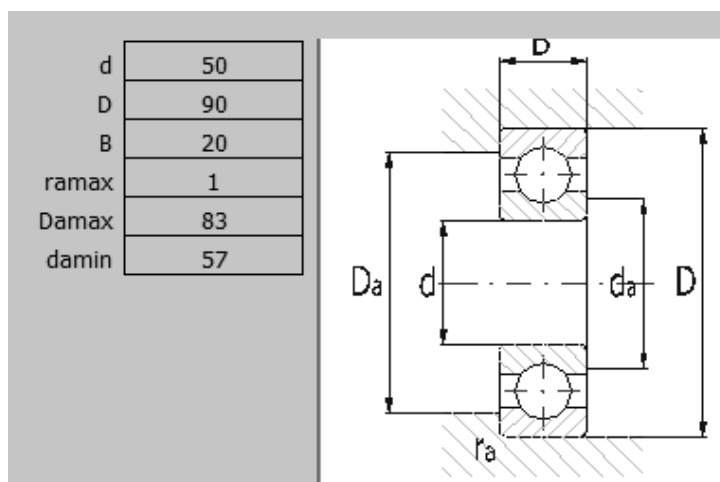
Z vypočtených hodnot je patrné, že navržená hřídel vyhovuje.

11.3 Návrh a kontrola ložisek motoru

Ložiska jsou vybrána z katalogu firmy SKF [20]. V příloze č.12 je uveden návrh a kontrola ložisek pro nosnost 150 kg a 50 kg.

11.3.1 Volba typu a provedení ložiska

Na základě vypočtených reakcí hřídele byly vybrány dvě kuličková jednořadá ložiska 6210-RS1 s těsněním na jedné straně. Výrazným aspektem pro volbu ložisek byly rozměry hřídele, které musely být přizpůsobeny rotoru motoru. Jinak by se daly použít ložiska menších rozměrů.



obr. 47 Rozměry ložiska 6210-RS1, nosnost 300 kg

11.3.2 Kontrola ložisek

Jelikož se jedná o totožná ložiska, je kontrola provedena u ložiska více zatíženého (reakce v podpoře R2) podle [21]. Tomu odpovídá radiální síla působící na ložisko $F_{r2} = 340,67 \text{ N}$. Hodnoty výpočtů jsou uvedeny v tab. 20.

Směrodatným ukazatelem je trvanlivost ložiska v důsledku kontaktní únavy materiálu. Základní trvanlivost je definována rovnicí (20).

Parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C	37100	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	506,1	[N]
Základní trvanlivost	L10h	6193778	[h]
Základní statická únosnost	C0	23200	[N]
Statické ekvivalentní zatížení	P0	506,1	[N]
Součinitel statické bezpečnosti	s0	45,84	
Dovolené radiální zatížení	F _{rmax}	-	[N]
Dovolené axiální zatížení	F _a max	-	[N]
Referenční otáčky	n _r	-	[/min]
Mezní otáčky	n _{max}	4800	[/min]
Ztrátový výkon	NR	2,11	[W]
Váha ložiska	g	0,46	[kg]

tab. 24 Parametry ložiska, nosnost 300 kg

Z vypočtených hodnot únosností a trvanlivosti je patrné, že navržená ložiska vyhovují.

11.4 Návrh a kontrola spoje rotoru s hřídelí motoru

Pro spojení rotoru s hřídelí bylo vybráno přesné pero. Návrh a kontrola je provedena opět pomocí programu MitCalc dle [28]. Postup návrhu je uveden níže.

V příloze č. 13 je uveden návrh spoje rotoru s hřídelí motoru pro nosnosti 150 kg a 50 kg.

11.4.1 Vstupní parametry a materiály hřídele s nábojem

Pro výpočet spoje v programu MitCalc je nutné do vstupních parametrů zadat výkon a otáčky hřídele. MitCalc pak umožňuje charakterizovat provoz, zatížení a provedení spoje (obr.44).

Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)	1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
Přenášený výkon	P	1,27 [kW]	1.17	H...Hliníková slitina (250)
Otáčky hřídele	n	940,0 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu R_{min} 250 [MPa]
Krouticí moment	T	12,90 [Nm]	1.19	Dovolený tlak p_D 90 [MPa]
Způsob zatížení, provozní parametry			1.20	Dovolené napětí ve smyku τ_D 100 [MPa]
Charakter pohonu		Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]
Typ zatížení		Střídavé rázy	1.22	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]
Charakter provozu		Plně obousměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu R_{min} 350 [MPa]
Počet rozběhů v tisících		100	1.24	Dovolený tlak p_D 90 [MPa]
Požadovaná životnost spoje		6000 [h]	1.25	Dovolené napětí ve smyku τ_D 140 [MPa]
Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			1.26	Provozní koeficienty
Provedení spoje		Pevný spoj	1.27	Koeficient provedení spoje K_d 1,0
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 [mm]	1.28	Koeficient využití spoje K_a 1,5
Požadovaná bezpečnost	s_f	1,45	1.29	Koeficient životnosti K_f 0,4
Minimální průměr hřídele	d_{min}	15,3 [mm]	1.30	Koeficient opotřebení K_w 1,0

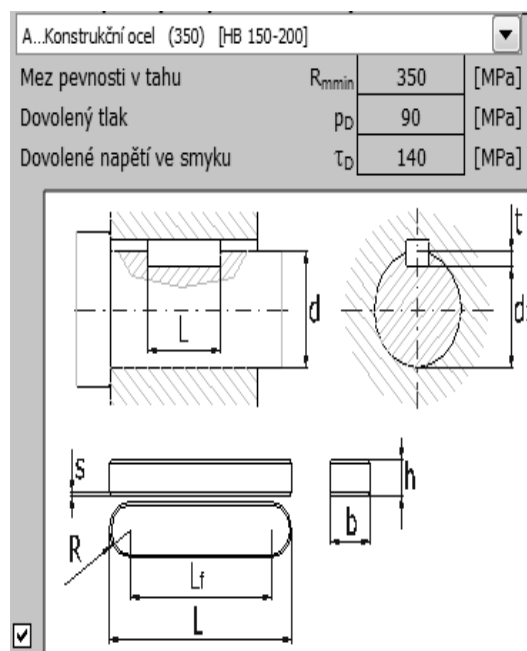
obr. 48 Vstupní parametry spoje rotoru, nosnost 300 kg

Koeficient provedení spoje vyjadřuje vliv způsobu provedení spoje na snížení únosnosti spoje. Pro pevný spoj je $K_d = 1$. Koeficient využití spoje vyjadřuje vliv charakteru pohonu a typu zatížení na snížení únosnosti spoje. Pro lehké rázy rovnoměrného charakteru provozu je $K_a = 1,2$. Koeficient životnosti vyjadřuje vliv charakteru provozu a požadované životnosti spoje (měřené počtem rozběhů) na zvýšení únosnosti spoje. Pro rovnoměrný provoz s počtem rozběhů 100 000 je $K_f = 0,4$. Koeficient opotřebení vyjadřuje vliv opotřebení stykových ploch spoje během požadované životnosti spoje (měřené počtem otáček) na zvýšení únosnosti spoje. Pro celkový počet otáček 100 miliónů je $K_w = 1$ [28].

11.4.2 Návrh rozměrů spoje

Typ pera	B ... ISO R773	2.7
Počet per	1	2.8
Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,00	2.9
Celkový provozní koeficient	K_S 3,00	2.10
Návrh rozměrů spoje		
Pera pro průměry	6 ~ 500	[mm]
Min. průměr hřídele	d_{1min} 14,2	[mm]
Průměr hřídele	d 82,560 18	[mm]
Pero	6 x 6	
Šířka / výška pera	b / h 6 6	[mm]
Zaoblení pera / sražení hran	R / s 3 0,4	[mm]
Parametry drážky v hřídeli	t / d_1 3,5 79,06	[mm]
Minimální funkční délka pera	L_{fmin} 6,7	[mm]
Minimální délka pera	L_{min} 12,7	[mm]
Dovolený rozsah délek pera	14 ~ 70	[mm]
Zvolená délka pera	L 14,000 32	[mm]

tab. 25 Hodnoty rozměrů pera



obr. 49 Grafické znázornění rozměrů

11.4.3 Pevnostní kontrola spoje

U hřídele je kontrolován krut a otláčení drážky. Pero a drážka náboje je pak kontrolován na otláčení. Výsledná bezpečnost spoje je dána poměrem dovoleného smykového napětí materiálu hřídele s vypočteným srovnávacím napětím. Má-li spoj vyhovovat, musí být vypočtená bezpečnost větší než bezpečnost požadovaná [27].

Kontrola hřídele na krut				3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele			
Dovolené napětí ve smyku	τ_D	100	[MPa]	3.6 Dovolený tlak	p_D	90	[MPa]
Srovnávací napětí	τ	0,4	[MPa]	3.7 Srovnávací tlak	p	40,5	[MPa]
Bezpečnost		250,69		3.8 Bezpečnost		2,22	
Kontrola pera na otláčení				3.13 Kontrola otláčení drážky náboje			
Dovolený tlak	p_D	90	[MPa]	3.14 Dovolený tlak	p_D	90	[MPa]
Srovnávací tlak	p	51,5	[MPa]	3.15 Srovnávací tlak	p	51,5	[MPa]
Bezpečnost		1,75		3.16 Bezpečnost		1,75	

tab. 26 Hodnoty pevnostních výpočtů

Z uvedených hodnot bezpečnosti v tab. 23 a tab. 26 vyplývá, že spoj vyhovuje, protože vypočtená bezpečnost je větší než požadovaná.

11.5 Návrh a kontrola spoje hřídele s centrálním kolem

Pro spojení hřídele s centrálním kolem bylo vybráno rovnoboké drážkování především z důvodu malé šířky centrálního kola a rázů v převodu. Návrh a kontrola je provedena opět pomocí programu MitCalc dle [28]. Postup návrhu je uveden níže.

Pro ostatní nosnosti je návrh spoje hřídele s centrálním kolem uveden v příloze č.14.

11.5.1 Vstupní parametry a materiál hřídele s nábojem

Prvním krokem výpočtu v programu MitCalc je zadání výkonu a otáček hřídele. MitCalc pak umožňuje charakterizovat provoz, zatížení a provedení spoje (obr. 46).

Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
Přenášený výkon	P	1,27 [kW]	1.17	H...Hliníková slitina (250)	
Otáčky hřídele	n	940,0 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin} 250 [MPa]
Krouticí moment	T	12,90 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_D 90 [MPa]
Způsob zatížení, provozní parametry			1.20	Dovolené napětí ve smyku	τ_D 100 [MPa]
Charakter pohonu		Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
Typ zatížení		Střídavé rázy	1.22	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]	
Charakter provozu		Plně obousměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin} 350 [MPa]
Počet rozběhů v tisících		100	1.24	Dovolený tlak	p_D 90 [MPa]
Požadovaná životnost spoje		6000 [h]	1.25	Dovolené napětí ve smyku	τ_D 140 [MPa]
Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			1.26	Provozní koeficienty	
Provedení spoje		Pevný spoj	1.27	Koeficient provedení spoje	K_d 1,0
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 [mm]	1.28	Koeficient využití spoje	K_a 1,5
Požadovaná bezpečnost	s_f	1,45	1.29	Koeficient životnosti	K_f 0,4
Minimální průměr hřídele	d_{min}	15,3 [mm]	1.30	Koeficient opotřebení	K_w 1,0

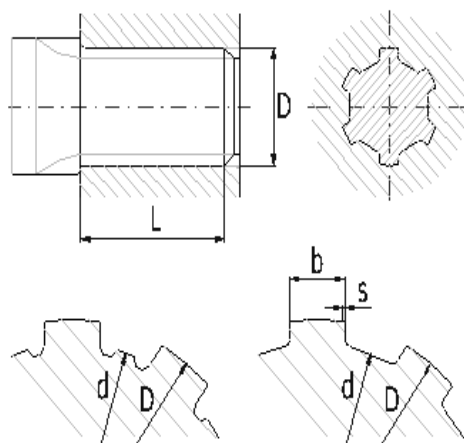
obr. 50 Vstupní parametry spoje hřídele, nosnost 300 kg

Koeficienty K_d , K_a , K_f , K_w dle [28].

11.5.2 Návrh rozměrů spoje

Jednotlivé rozměry jsou patrné z tab. 27 a obr. 51.

Typ drážkování	E ... ISO 14 - Střední řada	
Koeficient rozložení zatížení	K_L	0,75
Celkový provozní koeficient	K_S	4,50 <input checked="" type="checkbox"/>
Návrh rozměrů spoje		
Drážkování pro průměry		14 ~ 125 [mm]
Min. průměr hřídele	d_{min}	14,6 [mm]
Drážkování		22 - 6x18x22
Vnější průměr drážkování	D	22 [mm]
Vnitřní průměr drážkování	d	18 [mm]
Počet drážek	n	6
Šířka zubu	b	5 [mm]
Sražení (zaoblení) hran	s	0,3 [mm]
Min. funkční délka drážkování	L_{min}	14,9 [mm]
Zvolená délka drážkování	L	16,000 16 <input checked="" type="checkbox"/> [mm]



tab.27 Hodnoty rozměrů drážkování

obr.51 Grafické znázornění rozměrů

11.5.3 Pevnostní kontrola spoje

U drážkových spojů jsou obvykle prováděny pouze dva typy pevnostních kontrol a to, kontrola namáhání hřídele na krut a kontrola otláčení stykových ploch spoje. Kontrola hřídele je prováděna pro průměr plného, drážkováním nezeslabeného průřezu hřídele. Výsledná bezpečnost spoje je dána poměrem dovoleného smykového napětí materiálu hřídele s vypočteným srovnávacím napětím. Kontrola na otláčení je prováděna srovnáním dovoleného tlaku méně kvalitního materiálu s vypočteným srovnávacím tlakem působícím na bocích drážky. Má-li spoj vyhovovat, musí být vypočtená bezpečnost větší než bezpečnost požadovaná [28].

Kontrola hřídele na krut			7.5	Kontrola otláčení na bocích drážkování		
Dovolené napětí ve smyku	τ_D	140 [MPa]	7.6	Dovolený tlak	p_D	90 [MPa]
Srovnávací napětí	τ	50,7 [MPa]	7.7	Srovnávací tlak	p	57,6 [MPa]
Bezpečnost		2,76	7.8	Bezpečnost		1,56

tab. 28 Hodnoty pevnostních výpočtů

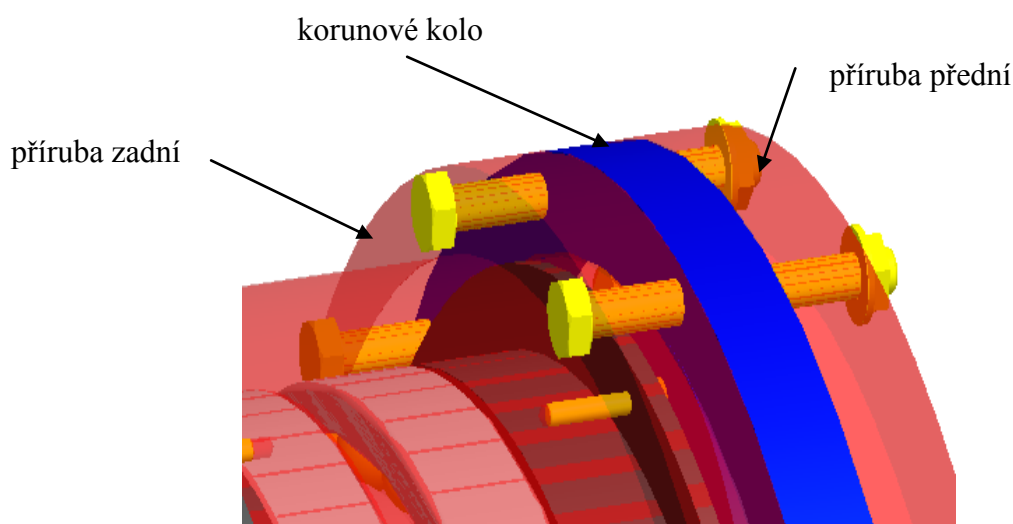
Z uvedených hodnot bezpečnosti v tab. 25 a tab. 28 vyplývá, že navržený spoj vyhovuje, protože vypočtená bezpečnost je větší než požadovaná.

12. Návrh a kontrola šroubů – Varianta 2

Jedná se o šrouby spojující korunové kolo s přírubami, ráfek s přední přírubou, rám s pojistkou motoru a také šrouby různých spojovacích součástí konstrukce. Návrh a kontrola jsou provedeny pomocí programu MitCalc [29].

Šrouby nosností 150 kg a 50 kg jsou uvedeny v příloze č.15.

12.1 Šrouby spojující korunové kolo s přírubami



obr. 52 Šroub mezi korunovým kolem a kryty

Pro toto spojení je navrženo dvanáct šroubů M4x70 dle ČSN 021101 [23]. Kontrola provedena programem MitCalc dle [29]. Šrouby jsou dimenzovány na 50 kg. Tedy každý šroub na 4,2 kg. Z toho vyplývá radiální síla [23].

$$F_r = 4,2 \cdot g = 4,2 \cdot 9,81 = 41,2 \text{ N} \quad (35)$$

Dále je šroub zatížen normální silou (působící v ose šroubu) vznikající mezi korunovým kolem a satelity v planetovém převodu.

12.1.1 Provedení a rozměry spojovacích částí

Provedení, materiál a rozměry spojovacích součástí jsou patrné z následujícího obrázku.

3.1	Provedení spojovaných částí	B ... Válec	
3.2	Počet sevřených částí	i	3
3.3	Vnější průměr sevřených válcových částí	D _A	335,000 [mm]
3.4	Celková výška sevřených částí	L	66,000 [mm]

A

B

L

3.5		L ₁	E	α	p _D	Materiál
	Část 1	21,000	65000	23,5	55	Hliníková slitina 6061-O
	Část 2	35,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel A284 D
	Část 3	10,000	65000	23,5	55	Hliníková slitina 6061-O

obr. 53 Parametry spojovacích částí

12.1.2 Návrh šroubu

Dle zadané radiální síly je navržen šroub M2 viz obr. 48.

Materiál šroubu	
Pevnostní třída šroubu	SAE 5
Modul pružnosti v tahu	E 206000 [MPa]
Mez pevnosti v tahu	R _m 827 [MPa]
Mez kluzu	R _e , R _{p0,2} 634 [MPa]
Součinitel tepelné roztažnosti	α 11,5 [10 ⁻⁶ /°C]
Hustota	ρ 7830 [kg/m ³]
Parametry závitu	
Typ závitu	Metrický závit - hrubý
Velikost závitu	M4
Velký průměr závitu šroubu	d 4,0000 [mm]
Rozteč závitu	p 0,7000 [mm]
Malý průměr závitu šroubu	d _r 3,1410 [mm]
Střední průměr závitu šroubu	d _m 3,5450 [mm]
Provedení a geometrie šroubu	
Typ šroubu	A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí
Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i 1
Celková výška sevřených částí	L 66 [mm]

obr. 54 Parametry zvoleného šroubu

Protože délka spojovacích částí je 66 mm, je nutno zvolit větší průměr šroubu, tedy M4x70.

12.1.3 Pevnostní kontrola spoje

Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ	85,87	[MPa]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	0,06	[MPa]
Přídavné ohybové napětí	σ_b	8,56	[MPa]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	94,42	[MPa]
Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	634	[MPa]
Bezpečnost na mezi kluzu	n	6,71	
Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	27,77	[MPa]
Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	55	[MPa]

obr. 55 Hodnoty pevnostních výpočtů spoje

Pevnostní kontrola je prováděna srovnáním výsledného redukovaného napětí v jádře šroubu s mezí kluzu materiálu šroubu. Výsledné redukované napětí je počítáno v nejslabší části šroubu.

Redukované napětí je počítáno podle vzorce [29] :

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma + \sigma_b)^3 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (36)$$

kde

σ ... tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly

σ_b ... přídavné ohybové napětí

τ ... napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu

$$n \geq n_s \quad (37)$$

$$6,71 \geq 2$$

Ze vztahu vyplývá, že navržený šroub vyhovuje, protože vypočtená bezpečnost je větší než požadovaná.

12.2 Šrouby pro připevnění k rámu

Pro připevnění k rámu je navrženo šest děr pro šrouby M14x1,5 dimenzovaných na 100 kg. Lze použít stejné bezpečnostní šrouby jako pro připevnění k ráfku kola (kapitola 12.3). Protože nebyly specifikovány připojovací rozměry rámu, je možná případná úprava navrženého připojovacího členu. Různé koncepce možných připojovacích částí budou ukázány na konci této práce.

12.3 Šrouby pro připevnění k ráfku kola

Jelikož se jedná o 14'' automobilový ráfek (pro nosnost 300 kg), je pro připevnění k ráfku použito pět normalizovaných bezpečnostních šroubů M14x1,5x50 dle [22].

12.4 Ostatní šrouby

Jedná se pouze o šrouby pojistných částí konstrukce.

Vložky pro uchycení ložisek a gufer jsou připevněny šesti šrouby M4x22 (na jednu vložku) dle ČSN 021143 [23].

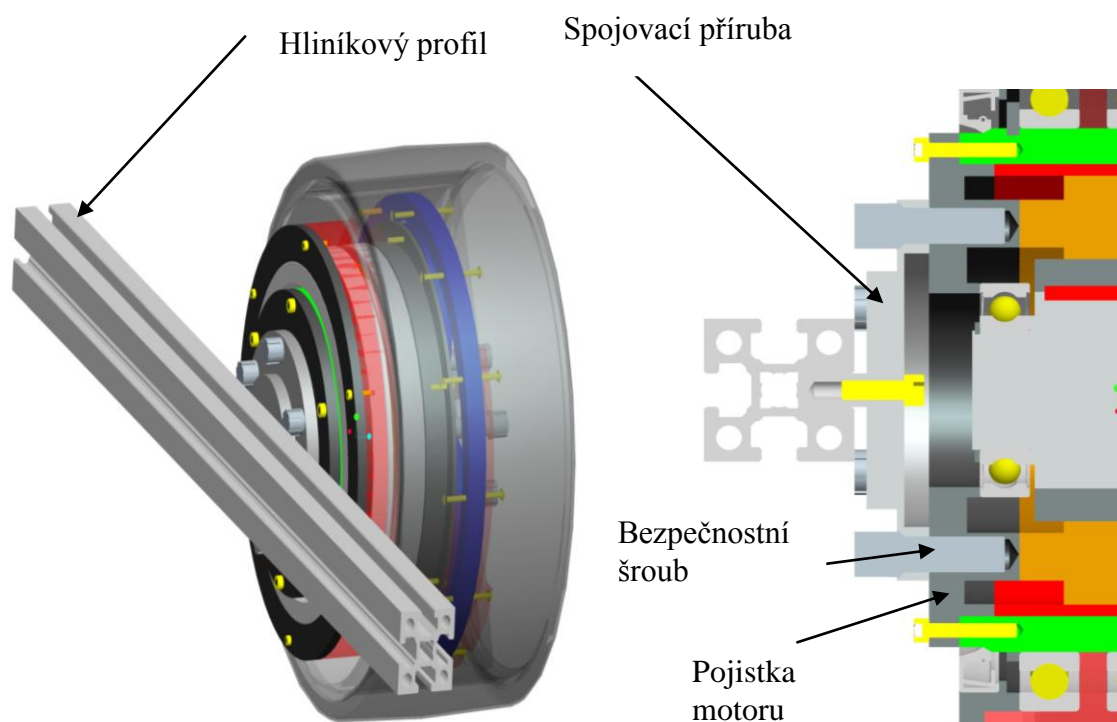
Pro pojištění motoru (pojistka motoru viz. obr. 27) navrženo šest šroubů M6x35 dle ČSN 021143 [23], kterými je připevněna k unašeči. Každý šrouby je dimenzován na 15 kg.

13. Koncepce připojení k rámu

Protože v zadání nebyl specifikován rám MR a s tím související způsob připojení, je uvedeno několik koncepcí možného připojení a řešení posledního členu konstrukce – pojistka motoru (obr. 27).

13.1 Koncepce 1

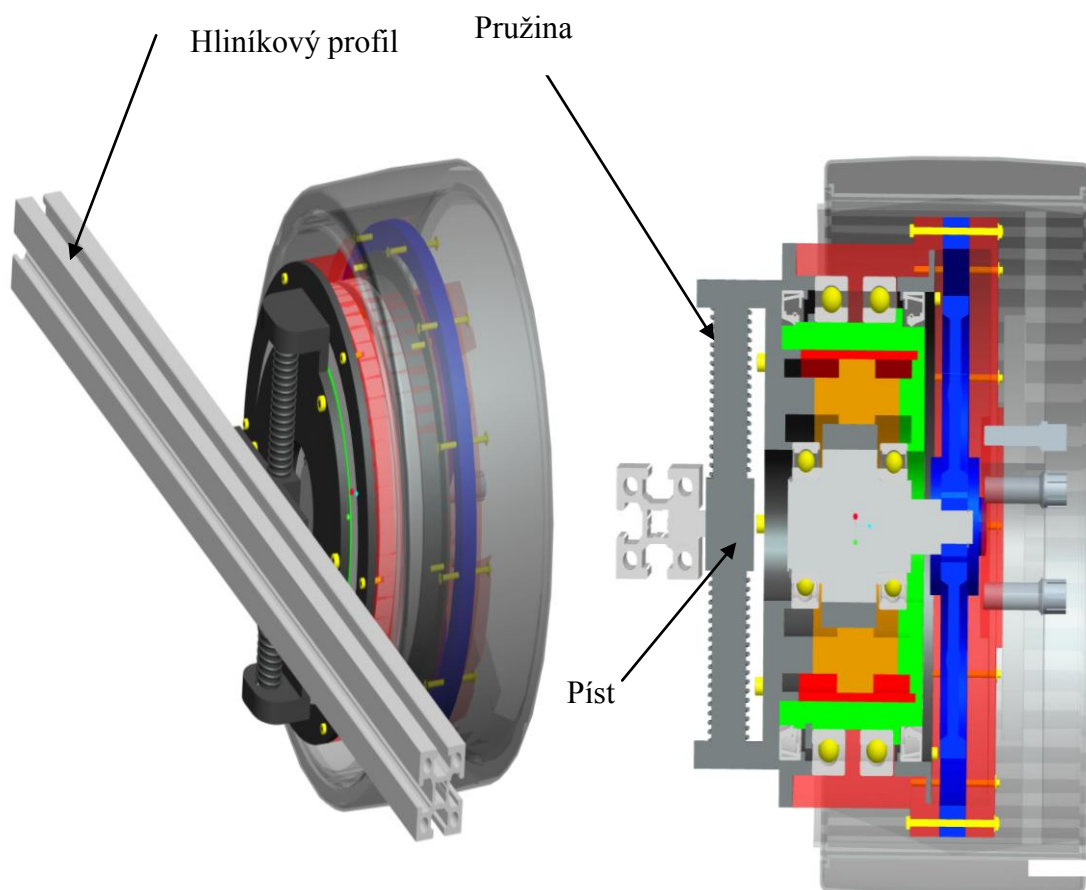
Tato koncepce využívá šroubů pro připevnění k rámu. Koncepce 1 je zobrazena na obr. 56. Jako rám je zobrazen pouze hliníkový profil. Spojovací příruba slouží jak k připojení k profilu (rámu), tak pomocí bezpečnostních šroubů k připojení ke konstrukci kola MR (pojistka motoru).



obr. 56 Koncepce 1

13.2 Koncepce 2

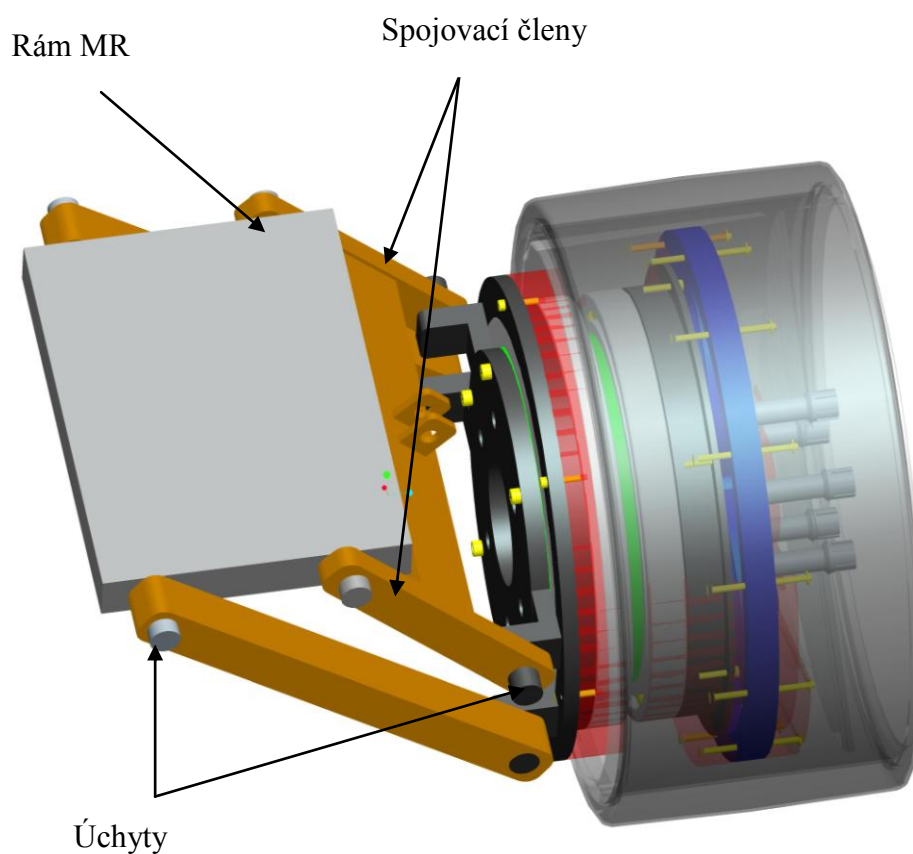
Pojistka motoru Koncepce 2 (obr. 57) je opatřena odpružením. Píst je připojen šrouby k rámu kola (hliníkový profil). Tato koncepce je vhodná především díky úspoře místa.



obr. 57 Koncepce 2

13.3 Koncepce 3

Koncepce 3 (obr. 58) umožňuje připojení k jinému typu rámu. Pojistka motoru a rám MR je opatřena úchyty. Pomocí těchto úchytů a spojovacích členů je realizováno připojení rámu a kola MR. Spojovací členy jsou opatřeny úchyty pro řešení odpružení.



obr. 58 Koncepce 3

14. Závěr

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením kola mobilního robota s pohonem v náboji. Nejdříve byla provedena analýza trhu kol s pohonem v náboji. V úvodu práce jsou ukázány oblasti využívající těchto konstrukcí a k nim je uvedeno několik zajímavých příkladů. Na základě požadavkového listu byly vytvořeny čtyři varianty. Tyto varianty byly podrobeny hodnotové analýze. Metodou porovnávání v trojúhelníku páru byly stanoveny váhy významnosti, pomocí kterých byly vypočteny vážené indexy. Na základě součtů vážených indexů jednotlivých variant byla vybrána optimální varianta. Tou se stala varianta 3 využívající pouze bezrámový motor k roztočení kola. Největší výhodou této varianty byla jednoduchost konstrukce (bez převodů) a velmi výkonné motory s nízkou energetickou náročností. Jediným problémem tohoto řešení bylo to, že motor pro nejmenší nosnost nabýval větších rozměrů. Proto pro nosnost 50 kg byla konstrukce navržena pro kolo s průměrem 200 mm na místo požadovaných 150 mm. K motoru pak bylo třeba navrhnout především hřídel, ložiska a vhodné zakrytování. V hlavní textové části byl ukázán návrh prvků pro nosnost 300 kg především z důvodu přehlednosti. Návrhy ostatních nosností byly dány do jednotlivých příloh. Po dohodě s vedoucím práce byl proveden také konstrukční návrh varianty 2, která se umístila na druhém místě na základě výsledků hodnotové analýzy. V této variantě bylo využito menších motorů, ale bylo nutné zařadit planetový převod k dosažení požadovaného momentu na kole. Největší výhodou tohoto řešení je kompaktnost konstrukce. Výstupem z převodu je korunové kolo, které bylo pomocí příruby spojeno s ráfkem kola. Každý satelit byl uložen na hřídelích unašeče na dvou ložiscích. Unašeč byl navržen tak, že byl uvnitř jeho hlavní části uložen bezrámový motor. Největší výhodou těchto motorů je jejich konstrukční volnost. Pro motor bylo nutné opět navrhnout jednotlivé části. Hřídel s centrálním kolem jako vstup do převodu, ložiska motoru. Unašeč byl uložen na ložiskách. Pojistka motoru jako poslední článek konstrukce byla navržena pro pojištění motoru proti posuvu a také opatřena děrami pro případné upevnění k rámu. Jednotlivé prvky konstrukce byly navrženy a zkontrolovány pomocí programu MitCalc, který velmi usnadňuje práci, avšak dává korektní a přesné výsledky. Problémem této konstrukce je především energetická náročnost motorů. Baterie těchto parametrů existují, ale nabývají velkých hmotností, avšak pro napájení těchto motorů jsou nezbytné. Pro tuto konstrukci bylo nutné použít motory větších výkonů (tedy větších rychlostí MR, jak je patrné z návrhu planetového převodu). Protože při převodovém poměru 9,5:1 a požadovaném výstupním momentu 120 Nm by menší

motor nebyl schopen dosáhnout takových parametrů. Pokud by se vyžadovalo použití méně výkonných motorů, pak buď za cenu velkých rozměrů převodovky (což je z hlediska rozměrů kol nepřijatelné) nebo by se muselo využít variantu 1, která využívá dvě planetové převodovky a snižuje rozměry převodu (průměry). Samozřejmě na úkor větších rozměrů (délkových), konstrukční složitosti a ceny. Výhodou těchto více výkonných motorů pak může být ve využití pro větší rychlosti, větší momenty korunového kola a také zde pravděpodobně nebude problém s chlazením. V případě další studie by bylo vhodné se zaměřit na konkrétní typy kol. Protože nebyly specifikovány konkrétní typy kol, byly vybrány (hlavně z požadavku průměru kol) pro nosnosti 300 kg a 150 kg normalizované ráfky 14'' resp. 10'' s nízkoprofilovými pneumatikami, popřípadě pouze s pryžovými kotouči. Pro nosnost 50 kg je navržen vlastní typ ráfku. Obě konstrukce byly vymodelovány v systému ProEngineer a rozpohybovány v systému Motion, který sloužil také k ověření správnosti navrženého převodu. Varianty všech nosností byly vloženy do nástroje Family Table, který zobrazí vypracovanou konstrukci se všemi prvky pro danou nosnost. Na konci práce byly zpracovány tři koncepty možného připevnění k rámu. Jako další možnost řešení tohoto zadání by mohla spočívat ve vyhledání energeticky výhodnějších motorů pro variantu 2 a také podrobnější rozpracování varianty 4 využívající harmonickou převodovku, která pro stávající řešení nebyla vybrána především z hlediska ceny a konstrukční složitosti.

15. Seznam použité literatury

- [1] BELLIS, Mary. *The History of Electric Vehicles*. [on line]. 2010. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <<http://inventors.about.com/library/weekly/aacarselectrica.htm>.
- [2] *ROVER-VOZIDLO PRO MĚSÍC*. [on line]. 2003. Aktualizováno 15.11.2003. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <http://mek.kosmo.cz/pil_lety/usa/apollo/ap-15/lk2.htm.
- [3] *Mars Pathfinder*. [on line]. 2010. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <<http://geekswithblogs.net/Nitin/archive/2008/06/23/mars-pathfinder.aspx>.
- [4] *In Wheel Motor*. [on line]. 2004. [citováno 2009 – 4 – 12]. URL: <<http://jcwinnie.biz/wordpress/?p=1010>.
- [5] *Greencars*. [on line]. 2006. [citováno 2009 – 4 – 12]. URL: <<http://www.greencar.com/articles/could-wheel-motors-next-big-thing.php>.
- [6] *GM Develops Wheel Hub Motors*. [on line]. 2006. [citováno 2009 – 4 – 12]. URL: <<http://www.saturnfans.com/Cars/Future/motorinwheels.shtml>.
- [7] *Bridgestone Dynamic*. [on line]. 2010. [citováno 2010 – 3 – 15]. URL: <www.bridgestone-firestone.com/news/2003/In-Wheel_Motor.pdf.
- [8] *Micheline Active Wheel*. [on line]. 2008. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <[http://www.clermont-fd-ecobiz.biz/ccicfd/venews.nsf/0/e7f351495a0c55bac12574da0050cc33/\\$FILE/DP_Mondial08_MichelinActiveWheel-FR.pdf](http://www.clermont-fd-ecobiz.biz/ccicfd/venews.nsf/0/e7f351495a0c55bac12574da0050cc33/$FILE/DP_Mondial08_MichelinActiveWheel-FR.pdf).
- [9] *System Robodrive*. [on line]. 2010. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <http://www.heinzmann-gmbh.eu/index.php?option=com_docman&task=doc_details&gid=229&lang=de.
- [10] *Development of In-Wheel Type Integrated Motor Axle Unit*. [on line]. 2005. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <http://www.ntn.co.jp/english/products/review/pdf/NTN_TR73_en_P056.pdf.

- [11] *MDI Wheelmotor*. [on line]. 2000. [citováno 2009 – 11 – 10]. URL: <http://www.machinedyn.com/revised/products/wheelmotor/Oct_2008_Whl_mot_brochure_r sized.pdf>.
- [12] *Neodymics cyclemotor*. [on line]. [citováno 2009 – 11 – 10]. URL: <<http://www.neodymics.com/>>.
- [13] *System Herkules*. [on line]. 2007. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <http://www.stellenboschaccommodation.eu/index.php?option=com_docman&task=doc_details&gid=231&lang=de>.
- [14] *Frameless Kit Motors*. [on line]. 2009. [citováno 2009 – 3 – 27]. URL: <http://www.parkermotion.com/products/Rotary_Servo_Motors__7057__30_32_80_567__29.html>.
- [15] *Prstencové motory*. [on line]. 2005. [citováno 2009 – 4 – 20]. URL: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory>>.
- [16] Konečný, Zdeněk. *Hodnotová analýza*. Dokument pdf. 25 s.
- [17] *Brushless Torque motors – Megaflux Frameless Series*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 26]. URL: <http://www.alliedmotion.com/Data/Documents/Megaflux_V2.pdf>.
- [18] KÁRNÍK, Ladislav. *Modelování a analýza servisních robotů*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 26]. URL: <http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni_roboty/index.htm>.
- [19] *Hřídel*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/shafts/help/cz/shaft.htm>>.
- [20] *SKF – katalogy*. [on line]. 2010. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home>.
- [21] *Valivá ložiska*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/bearings/help/cz/bearingskf.htm>>.
- [22] *Bezpečnostní šrouby kol*. [on line]. 2007. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.bullock-praha.cz/produkty/bezpecnostni-srouby-kol-1.htm>>.

- [23] ŘASA, Jaroslav, ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky 1*. Praha : Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [24] *Planetové převody s přímými a šikmými zuby*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/gear5/help/cz/gear5txt.htm>.
- [25] *Přímé nosníky s konstantním průřezem*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/beams/help/cz/beam.htm>.
- [26] SKAŘUPA, Jiří, MOSTÝN, Vladimír. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.
- [27] *High torque series – Brushless DC Motors*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 26]. URL: <http://www.alliedmotion.com/Data/Documents/HT_High_Torque_Selection_Guide.pdf.
- [28] *Tvarové spoje hřídele s nábojem*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm>.
- [29] *Předepjatý šroubový spoj*. [on line]. [citováno 2010 – 04 – 20]. URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/boltcon/help/cz/boltcon.htm>.
- [30] SKAŘUPA, Jiří. *Metodika konstruování (konstrukční cvičení)*. Skripta VŠB Ostrava. Ostrava, 1994. 125 s. ISBN 80-7078-233-1.

16. Seznam příloh

- Příloha č.1:* Konstrukce nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 3.
- Příloha č.2:* Motory nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 3.
- Příloha č.3:* Rozměry motorů všech nosností – Varianta 3.
- Příloha č.4:* Návrh a kontrola hřídele nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 3.
- Příloha č.5:* Návrh a kontrola ložisek nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 3.
- Příloha č.6:* Návrh šroubů nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 3.
- Příloha č.7:* Konstrukce nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.8:* Návrh a kontrola planetového převodu nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.9:* Volba motoru nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.10:* Rozměry motorů všech nosností – Varianta 2.
- Příloha č.11:* Návrh a kontrola hřídele nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.12:* Návrh a kontrola ložisek motoru nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.13:* Návrh a kontrola spoje rotoru a hřídele nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.14:* Návrh a kontrola spoje hřídele a centrálního kola nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Příloha č.15:* Návrh šroubů nosností 150 kg, 50 kg – Varianta 2.
- Výkres sestavy – Varianta 3: 1/SN231-03.00 (1 list)
- Výkres sestavy – Varianta 2: 1/SN231-02.00 (1 list)
- Kusovník sestavy – Varianta 3: 1/SN231-03.00/K (1 list)
- Kusovník sestavy – Varianta 2: 1/SN231-02.00/K (2 listy)
- CD-ROM: Pejznoch, T. *Diplomová práce 2010*